



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH A MĚŘENÍ TANDEMOVÉHO  
ČERPADLA JAKO SRDEČNÍ NÁHRADY**

DESIGN AND MEASUREMENT OF THE TANDEM PUMP AS A HEART  
REPLACEMENT

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Karel Trlica

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

prof. Ing. František Pochylý, CSc.

BRNO 2018

## Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Karel Trlica**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Fluidní inženýrství  
Vedoucí práce: **prof. Ing. František Pochylý, CSc.**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Konstrukční návrh a měření tandemového čerpadla jako srdeční náhrady

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předmětem diplomové práce bude konstrukční návrh jednoduchého a tandemového čerpadla jako srdeční náhrady s prstencovým motorem, výroba čerpadla na 3-D tiskárně, návrh a provedení experimentu.

#### Cíle diplomové práce:

Ideový návrh tandemového axiálního čerpadla.  
Výpočtové modelování proudění v interiéru čerpadla.  
Konstrukční návrh čerpadla.  
Měření výkonové charakteristiky.

#### Seznam doporučené literatury:

VARCHOLA, Michal a Peter HLBOČAN. Hydraulický návrh odstředivých čerpadel. Bratislava: STU Bratislava, 2016. ISBN 978-80-8106-070-0.

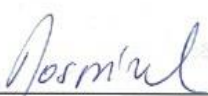
VARCHOLA, Michal a Peter HLBOČAN. Hydraulický návrh axiálního stroja. Bratislava: STU Bratislava, 2016. ISBN 978-80-8106-069-4.

MÜLLER, Patrik. Vícestupňové čerpadlo s protiběžnými koly. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Odbor fluidního inženýrství V. Kaplana. Vedoucí práce Miloslav Haluza.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 23. 10. 2017





doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato práce slouží jako konstrukční studie axiálního čerpadla s tandemovým uspořádáním oběžných kol. Rovněž na ní může být nahlíženo jako na možné konstrukční varianty, jež by mohly být použity jako srdeční náhrady. Diplomová práce obsahuje několik ideových variant, přičemž vybrané jsou rozpracovány detailně. V přílohách se nalézají jejich výkresová dokumentace a 3D modely. Komponenty byly dimenzovány dle parametrů nutných pro správnou funkci srdce.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Srdeční náhrada, umělé srdce, čerpadlo, tandemové uspořádání, protiběžné rotory, konstrukční studie.

## **ABSTRACT**

This diploma thesis serves as a constructional study of an axial pump with a tandem arrangement of impellers. It may also be perceived as proposal of possible constructional variants that could be used as cardiac replacements. The thesis offers several conceptual variants, while the selected ones are elaborated in detail. Drawing documentation and 3D models are included in the attachment. The components were dimensioned according to the parameters necessary for proper heart function.

## **KEY WORDS**

Heart replacement, artificial heart, pump, tandem rotors, counter-rotating propellers, design study.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE PRÁCE**

TRLICA, K. *Konstrukční návrh a měření tandemového čerpadla jako srdeční náhrady*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 71 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a v přiloženém seznamu jsem správně uvedl veškeré použité zdroje.

V Brně, dne 24. 5. 2018

---

Bc. Karel Trlica

## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu prof. Ing. Františku Pochylému, CSc., a to nejen za jeho podnětné rady a připomínky při tvorbě práce, ale také za jeho trpělivost a ochotu.

Na závěr bych rád poděkoval mé rodině a přítelkyni, jelikož mi byli oporou během celého studia.



# OBSAH

<b>1. ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>2. ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ .....</b>	<b>11</b>
2.1 ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ PODLE SMYSLU PŘEMĚNY ENERGIE .....	11
2.2 ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ PODLE PODSTATY ČINNOSTI .....	11
<b>3. AXIÁLNÍ ČERPADLA .....</b>	<b>19</b>
3.1 MĚRNÁ ENERGIE HYDRAULICKÉHO STROJE .....	21
<b>4. NÁVRH AXIÁLNÍHO ČERPADLA .....</b>	<b>23</b>
4.1 NÁVRH HLAVNÍCH ROZMĚRŮ OBĚŽNÉHO KOLA .....	26
4.2 PROTIBĚŽNÉ USPOŘÁDÁNÍ OBĚŽNÝCH KOL .....	27
<b>5. PRSTENCOVÉ MOTORY .....</b>	<b>29</b>
<b>6. TEPELNÉ TRUBICE .....</b>	<b>30</b>
<b>7. MAGNETICKÉ UCPÁVKY .....</b>	<b>39</b>
<b>8. KONSTRUKČNÍ STUDIE .....</b>	<b>34</b>
8.1 VARIANTA Č. 1 .....	34
8.2 VARIANTA Č. 2 .....	35
8.3 VARIANTA Č. 3 .....	36
8.4 VARIANTA Č. 4 .....	37
8.5 VARIANTA Č. 5 .....	39
8.5.1 MAGNETICKÉ UCPÁVKY .....	40
8.6 VARIANTA Č. 6 .....	45
<b>9. EXPERIMENT .....</b>	<b>48</b>
9.1 POUŽITÉ NORMALIZOVANÉ KOMPONENTY .....	48
9.2 NAVRŽENÉ KOMPONENTY .....	51
9.3 MĚŘENÍ ČERPADLA .....	54
9.4 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ .....	55
<b>10. HYDRAULICKÝ VÝPOČET .....</b>	<b>56</b>
<b>11. ZÁVĚR .....</b>	<b>58</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>59</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>61</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>69</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>64</b>



## 1. ÚVOD

Jelikož čím dál více lidí trpí srdečními onemocněními, přichází snaha vyvíjet zařízení, jež by špatně fungující srdce dokázaly nahradit. Existuje řada kvalitních studií a srdečních náhrad, ale téměř všechny se potýkají s nějakým problémem či nedostatkem.

Jedním z hlavních problémů je velikost zařízení. Pokud jsou srdeční náhrady příliš velké, nemohou být vloženy přímo do člověka, ale musí být napojeny na krevní oběh a vyvedeny mimo tělo pacienta. V daný okamžik člověku dokáží zachránit život, ale bohužel je tato osoba dále odkázaná na lůžko, což je z hlediska mobility velice nepohodlné a dlouhodobě složitě řešitelné. Tito lidé poté čekají na srdce nové, ale může nastat situace, kdy právě není k dispozici vhodný dárce. V tomto případě se hledají další varianty, jako jsou srdeční náhrady aplikované přímo do těla.

Vývoj a práce na těchto čerpadlech malých rozměrů probíhá již dlouhou dobu. Výsledkem jsou zachráněné životy a mobilita pacientů nosících toto zařízení. Velké množství těchto čerpadel sebou nese pro uživatele komplikace. Ať už je to tvorba biofilmu na materiálech, které tělo nezná nebo také při nedokonalé funkci čerpadla vznik trombů, jež mohou člověku způsobit vážné zdravotní komplikace.

Tato diplomová práce se blíže zabývá technologií protiběžné rotace oběžných kol v tandemovém uspořádání. Jedná se o technologii, která nepotřebuje rozvaděč a jeho funkci plně zastává druhé oběžné kolo. Rozvaděč působí negativně na červené krvinky, které na sebe následně špatně váží kyslík.

Cílem této diplomové práce je vytvořit několik konstrukčních variant, které vytvoří kompaktní a plně funkční zařízení.

Projekt srdeční náhrady s tandemovým zapojením oběžných kol probíhal jako týmová práce za spolupráce diplomantů Bc. Kryštofa Jančíka a Bc. Tomáše Vrbky. První zmíněný se zabýval především oblastí výzkumu magnetických ucpávek. Dva způsoby těsnění touto technologií obsahuje i tato práce. Diplomant Bc. Tomáš Vrbka se zabýval návrhem oběžných kol a následným výpočtovým modelováním v programu CFX.



## 2. ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ

Hydraulické stroje se liší svými parametry, výkony, konstrukčním řešením a mnoha dalšími aspekty. Z toho důvodu jsou rozděleny do několika skupin. Uvedu zde pouze jejich základní rozdělení, a to podle smyslu přeměny energie a podstaty činnosti. [2, 3]

### 2.1 ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ PODLE SMYSLU PŘEMĚNY ENERGIE

Hydraulické stroje podle smyslu přeměny energie se dělí do čtyř skupin.

- **ČERPADLA:** Slouží k přeměně mechanické energie na energii hydraulickou. Těmto zařízením se také jinak říká hydrogenerátory.
- **MOTORY:** Nebo také hydromotory, převádějí hydraulickou energii na mechanickou. Této přeměny je dosaženo pomocí turbín.
- **REVERZIBILNÍ STROJE:** Vznikají spojením hydromotorů a hydrogenerátorů. Dokáží přeměnit mechanickou energii na hydraulickou a naopak. Tato schopnost je kompenzována snížením účinnosti stroje.
- **SLOŽENÁ ÚSTROJÍ:** Hydraulické mechanismy obsahují kombinace hydromotorů a hydrogenerátorů. Zajistí například prostřednictvím hydraulické energie přenos mechanické energie z jednoho tělesa na jiné. [2, 3]

### 2.2 ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH STROJŮ PODLE PODSTATY ČINNOSTI

Hydraulické stroje se podle podstaty činnosti dělí do tří skupin.

- **SPECIÁLNÍ STROJE:**

V čerpací technice mají své specifické místo, protože k dopravování kapaliny využívají jiných principů, než je tomu u hydrostatických nebo hydrodynamických strojů.

Nejznámějšími zástupci jsou:

- **Ejektory** – Fungují na principu snížení tlaku pracovní kapaliny a přísátím si čerpané kapaliny. Zúžení je docíleno tryskou, přičemž následné zvýšení tlaku je dosaženo postupně rozšiřujícím se difuzorem. Tohoto zařízení se využívá zejména v případech, kde není rozhodujícím faktorem účinnost. Účinnost zařízení se pohybuje okolo 20%. [2, 3]

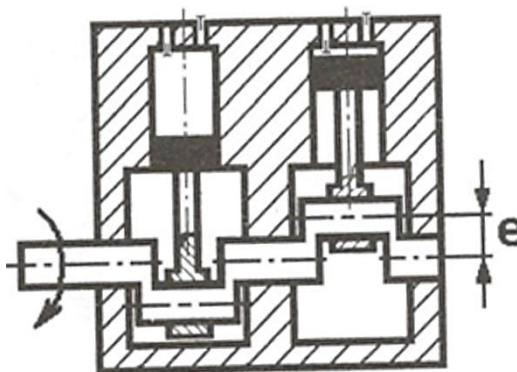


- **Vodní trkač** – Pracuje na principu vodního rázu. Předností trkače je jeho vysoká spolehlivost. Dokáže vytlačit vodu až do 25 metrů. [2, 3]
- **Mamutová čerpadla** – Princip těchto čerpadel je založený na rozdílu měrných hmotností. Do vrtu se zavádí přímé potrubí a do jeho spodní části se přimíchává vzduch. Vzduch s vodou má nižší měrnou hmotnost, a proto stoupá vzhůru. Jejich konstrukce je poměrně jednoduchá, mohou čerpat i kalnou vodu. [2, 3]
- HYDROSTATICKE STROJE:

Transformují mechanickou energii přímo na energii hydraulickou, respektive tlakovou. Přeměna energie je možná i opačným způsobem, tedy z tlakové energie na energii mechanickou. Charakteristickým znakem hydrostatických strojů je přesně daná geometrie pracovního prostoru, proto dochází k periodicky opakujícím se dodávkám určitého objemu kapaliny. Z tohoto důvodu jsou někdy také nazývány jako stroje objemové. Problémem při dodávání kapaliny u těchto typů zařízení jsou tlakové pulsace, které kvůli nerovnoměrnému průtoku vznikají v potrubí za čerpadlem. Odstraňují se různě - možnou variantou je užití vzdušníku. [2, 3]

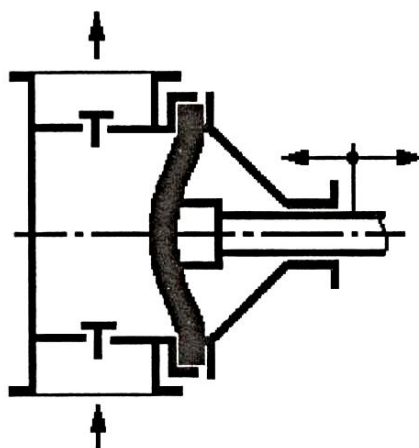
Typy hydrostatických strojů: [2, 3]

- **Pístový** – Zřejmě nejznámější zástupce této skupiny. Pracovním prvkem je píst, který koná přímočarý pohyb vratný. Tyto zařízení dokáží vyvinout maximální tlak až 250MPa.
  - **Řadový pístový stroj** – Rotačním pohybem hřídele je převáděna mechanická energie na písty, které kmitají v pevně uloženém bloku. U tohoto zařízení je dosaženo velkých tlaků.
  - **Radiální s vnitřním vedením pístů** – V nehybném statoru je excentricky uložen rotor, který má na svém obvodu drážky pro kmitání pístů.
  - **Radiální s vnějším vedením pístů** – Písty jsou umístěny ve statoru. Jejich kmitání zajišťuje výstředně uložený rotor. Regulace průtoku je možná změnou excentricity.
  - **Axiální s rotující nakloněnou deskou** – Písty se pohybují v nerotujícím tělese. Rotační pohyb koná nakloněná deska.
  - **Axiální s nerotující nakloněnou deskou** – Rotaci koná těleso s písty, přičemž deska zůstává nehybná.



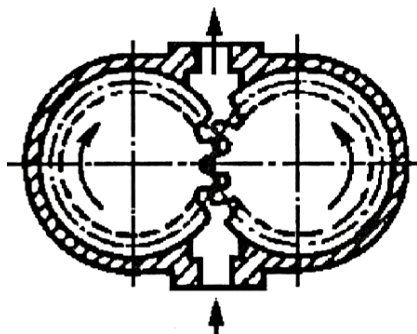
Obr. č. 1 – Pístové řadové čerpadlo[2]

- **Membránový** – Používá se zejména na dopravu chemikálií nebo jako dávkovací zařízení. Velkou výhodou je membrána, díky které nedochází ke styku dopravovaného a pracovního média. Membrána je ovládána mechanicky, hydraulicky nebo pneumaticky. Jedná se o poměrně přesný dávkovací stroj.



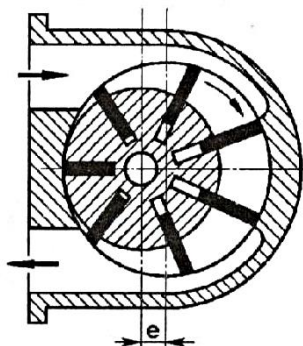
Obr. č. 2 – Membránové čerpadlo [2]

- **Zubový** – Nepoužívanější typ hydrostatických čerpadel. Jedná se o spolehlivé zařízení dodávající rovnoměrnější průtok kapaliny než jiné typy hydrostatických strojů. Zubová čerpadla jsou konstruována jako spolu zabírající ozubená soukolí, přičemž kapalina je čerpána mezi zubovými mezerami. Mazání ložisek může být uskutečněno buď přímo pracovním médiem, nebo vnějším přívodem oleje.
  - **Zubový s vnějším ozubením** – Pracovním prostorem je mezera mezi zuby a stěnami. Rotačním pohybem ozubených kol dochází k samotnému čerpání.
  - **Zubový s vnitřním ozubením** – Princip je stejný jako u předchozího typu čerpadla, má pouze tišší chod.



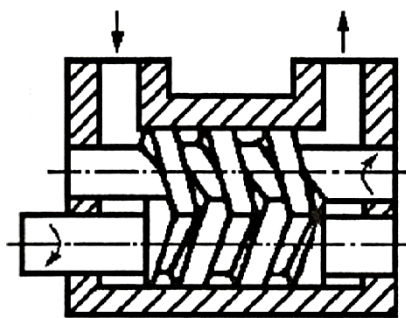
Obr. č. 3 – Zubové čerpadlo s vnějším ozubením[2]

- **Lamelový** – Pracuje na principu rotujícího pracovního prvku – lamely. Jedná se o zařízení, jež dodává rovnoměrnější průtok než čerpadla zubová. Poměr produkované kapaliny vzhledem k malým rozměrům stroje je velice dobrý. Skládá se z rotoru, statoru a lamel. Lamely jsou uloženy buď v excentricky uloženém rotoru, nebo ve statoru s kombinací tvarově řešeného rotoru.
  - **Lamelový s kruhovým státorem** – Lamely kmitají v excentricky uloženém rotoru. Průtok lze regulovat vychýlením rotoru. Používá se k dopravě poměrně čistých kapalin
  - **Lamelový s oválným státorem** – Lamely kmitají v rotoru, přičemž jejich stlačení je dosaženo oválným státorem.



Obr. č. 4 – Lamelové čerpadlo s kruhovým státorem [2]

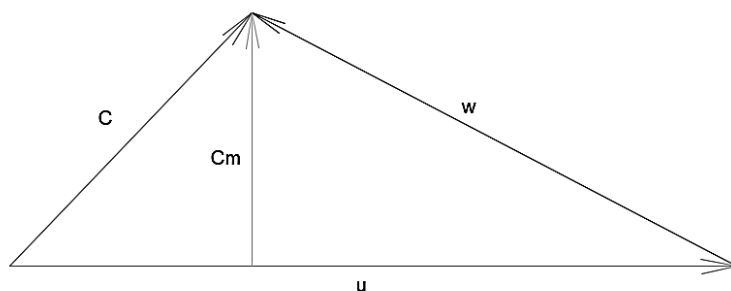
- **Vřetenový** – Pracovním prvkem je závit. Závit bývá většinou lichoběžníkový nebo čtvercový. Závit vřetena se dotýkají jak statoru, tak sebe sama. Rotačním pohybem je kapalina dopravována závitů až do výtlaku.
  - **Šroubový** – Kromě vřetenového čerpadla do této skupiny patří například šroubové čerpadlo. Pracovním prvkem je Archimedův šroub. Kapalina je vedena jedno nebo vícechodým závitem.



Obr. č. 5 – Vřetenové čerpadlo [2]

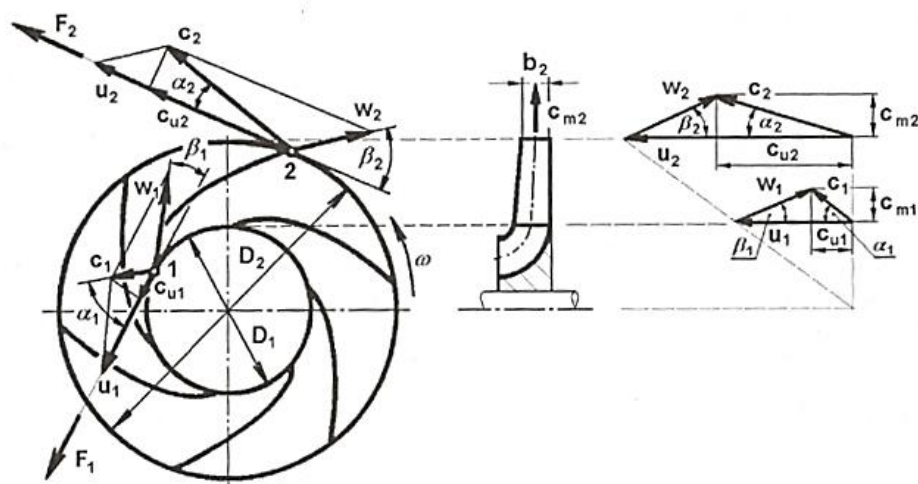
- HYDRODYNAMICKÉ STROJE:

Hydrodynamické stroje, na rozdíl od hydrostatických strojů, přeměňují mechanickou nebo hydraulickou energii rotačním pohybem oběžného kola. Transformace energie začíná na náběžné hraně lopatky a končí na výstupní hraně. Energie se může měnit z mechanické na hydraulickou, kdy krouticí moment hřídele je převáděn na oběžné kolo, které předává energii kapalině. Nebo v opačném případě energie kapaliny působí silou na lopatku stroje, která vyvolá krouticí moment v hřídeli. Hydraulická energie v ostatních částech stroje může měnit svou formu. Kinetická energie je v oběžném kole charakterizována rychlostními trojúhelníky. Trojúhelníky se skládají z celkové, unášivé a absolutní rychlosti. [2, 3]



$c$  – absolutní rychlost  
 $c_m$  – meridiánová rychlost  
 $w$  – relativní rychlost  
 $u$  – unášivá rychlost

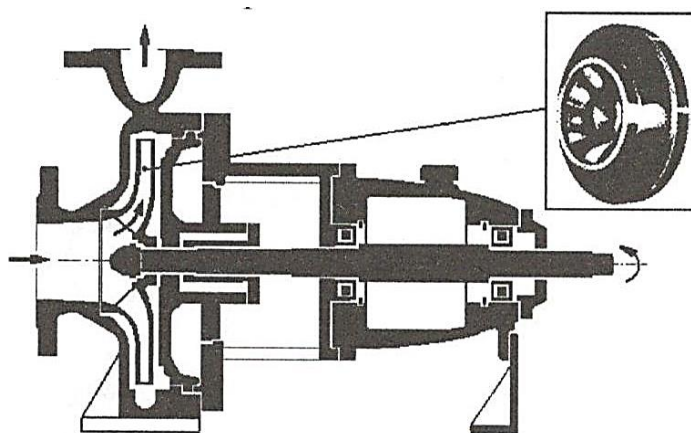
Obr. č. 6 – Rychlostní trojúhelník



Obr. č. 7 – Schématické znázornění rychlostí u oběžného kola čerpadla [2]

#### Typy hydrodynamických strojů:

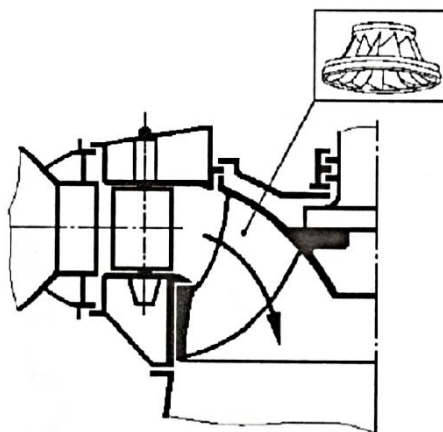
- **Radiální odstředivé čerpadlo** – Oběžné kolo může být otevřené bez krycího disku nebo uzavřené s krycím diskem. Lopatky jsou pevně uloženy mezi krycím a nosným diskem. Průtok je zde radiální odstředivý. [2, 3]



Obr. č. 8 – Radiální čerpadlo [2]

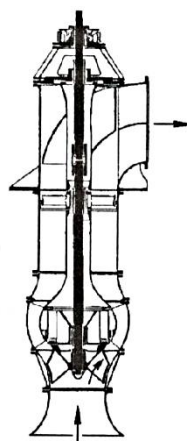
- **Francoisova turbína** – Průtok Francoisovou turbínou je dostředivý. Oběžné kolo má pevné lopatky s prostorově zborcenou plochou. [2, 3]





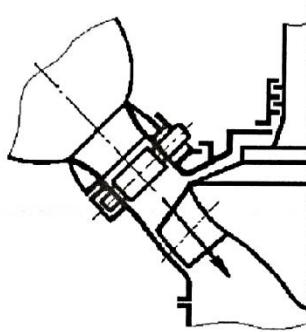
Obr. č. 9 – Francoisova turbína [2]

- **Diagonální čerpadlo** – Diagonální oběžné kolo může být otevřené i uzavřené. Plochy lopatek jsou prostorově zborcené. Lopatky mohou být pevné nebo natáčivé. Čerpaná kapalina proudí diagonálně směrem od osy hřídele. [2, 3]



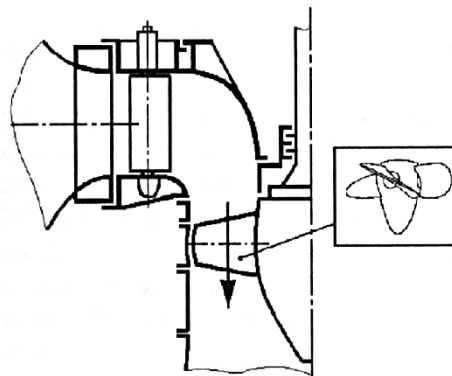
Obr. č. 10 – Diagonální čerpadlo[2]

- **Diagonální turbína** – U diagonální turbíny bývá oběžné kolo otevřené. Směr proudění je směrem k ose rotace. Lopatky mohou být pevné nebo natáčivé. [2, 3]



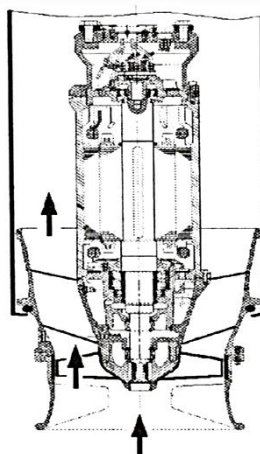
Obr. č. 11 – Diagonální turbína [2]

- **Axiální turbína (Kaplanova)** – Turbína má otevřené oběžné kolo s prostorově zborcenými lopatkami. Lopatky mohou být pevné nebo natáčivé. Průtok kapaliny je zde axiální. [2, 3]



Obr. č. 12 – Kaplanova turbína [2]

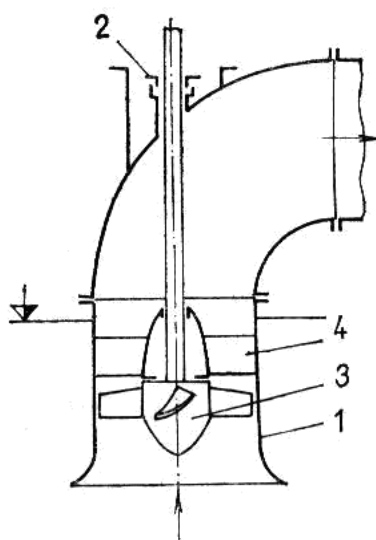
- **Axiální čerpadlo** – Axiální čerpadlo patří mezi nejrychleji běžící čerpadla vůbec. Dosahuje velkých průtoků při malých dopravních výškách. Čerpané médium bývá většinou čisté nebo pouze lehce znečištěné. Lopatky mohou být pevné nebo natáčivé. Natočení lopatek může probíhat jak za klidu, tak při běhu čerpadla. Čerpadla, která pracují v ponorném režimu, musí mít dvojitou mechanickou ucpávku. [2, 3]



Obr. č. 13 – Axiální čerpadlo [2]

### 3. AXIÁLNÍ ČERPADLA

Axiální čerpadla jsou široce rozšířená, jejich obrovskou výhodou je možnost umístění přímo do potrubního systému. Vtok kapaliny probíhá v axiálním směru. Používají se v horizontálním i vertikálním provedení. Z hlediska údržby je velkou předností určitých typů těchto čerpadel možnost výměny pouze opotřebovaného rotoru bez demontáže celého čerpadla z hydraulického systému. Regulace průtoku je možná změnou otáček rotoru nebo natočením lopatek. Lopatky se natáčí mechanicky. V náboji se nachází pákový mechanismus a přestavný kříž umožňující změnu úhlu natočení lopatky. Mechanismus je ovládán pomocí regulační tyče v rotoru čerpadla. Při použití čerpadla s možností natočení lopatek se musí počítat s konstrukčně větším nábojem. [2, 3, 6, 9]

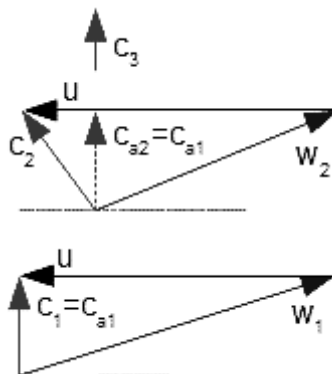


- 1 – Stator
- 2 – Ucpávka
- 3 – Rotor
- 4 – Lopatky rozvaděče

Obr. č. 14 – Axiální čerpadlo [14]

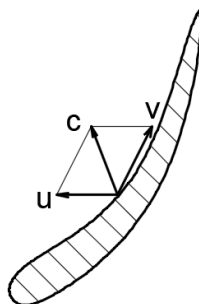
Ložiska těchto čerpadel jsou dimenzována na přenos axiálních sil. Problémem těchto strojů je poměrně zavířený výstup z čerpadla, který způsobuje velké snížení dopravní výšky, a tedy i měrné energie. Eliminace víření se provádí zařazením rozvaděče za oběžné kolo. Rozvaděč má přibližně dvojnásobný počet lopatek než rotor. Díky němu se snižuje rotace kapaliny a správně zvoleným počtem lopatek se zabráňuje nechtěným pulzacím v kapalině.

Čerpadla jsou většinou poháněna elektromotorem. V současné době kvůli možnosti změny otáček, a tedy i průtoku, se používají elektromotory s frekvenčním měničem. Další variantou je zařazení mechanické převodovky nebo variátoru mezi čerpadlo a elektromotor. Tato varianta je dražší a méně využívaná. Pro pohon čerpadla může být použit také motor spalovací. [2, 3, 6, 9]



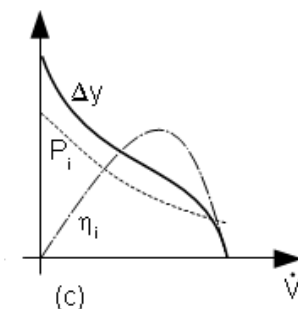
Obr. č. 15 – Rychlostní trojúhelník axiálního čerpadla [4]

Na obr. č. 15 lze vidět obecný rychlostní trojúhelník axiálního čerpadla. Vstupní rychlost  $c_1$  může měnit úhel, pokud bude před rotor zařazen předrozdávěč, jehož lopatky změni směr proudu, a tedy nárok na lopatky rotoru. Další změnou může být možnost regulace průtoku pomocí natočení lopatek rotoru. [4]



Obr. č. 16 – Rychlostní trojúhelník na lopatce rotoru [5]

Na obr. č. 16 se nachází lopatka rotoru čerpadla. Na její sací straně je zobrazen rychlostní trojúhelník znázorňující okamžitou rychlost kapaliny.



Obr. č. 17 – Charakteristika axiálního hydrodynamického čerpadla [4]

Pro odhad chování čerpadla lze vycházet z charakteristiky čerpadla. Na charakteristice axiálního hydrodynamického čerpadla je zakreslena závislost měrné energie na objemovém průtoku. Při zvyšování průtoku rychle klesá měrná energie, a

tedy i dopravní výška čerpadla. Axiální čerpadla je vhodné spouštět s otevřeným výtlakem. [4]

### 3.1 MĚRNÁ ENERGIE HYDRAULICKÉHO STROJE

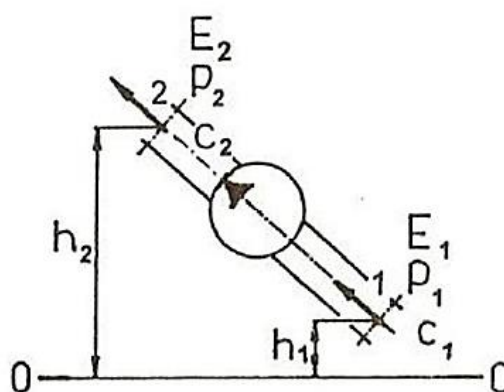
Nositelem energie v hydraulických strojích je pracovní kapalina. Nejčastěji se jedná o vodu. Měrnou energií je myšlena míra obsahu energie v 1kg pracovní kapaliny.

Měrná energie může být vyjádřena jako součet tlakové  $E_p$ , polohové  $E_h$  a kinetické energie  $E_k$ .

$$Y = E_p + E_h + E_k \quad (3.1)$$

Celková měrná energie se může také zapsat pomocí Bernoulliho upravené rovnice (3.2). První člen na pravé straně rovnice představuje tlakovou energii, druhý potenciální energii a třetí kinetickou složku energie.

$$Y = \frac{p}{\rho} + g \cdot H + \frac{c^2}{2} \quad (3.2)$$



Obr. č. 18 – Schéma hydraulického stroje [3]

Na obr. č. 18 lze vidět malou oblast potrubního systému obsahující hydraulický stroj. Pro určení zda se jedná o turbínu nebo čerpadlo je možné využít výše zmíněnou rovnici – vypočítá se měrná energie v bodě 1 a poté v bodě 2. Při jejich následném porovnání se jasně určí činnost tohoto stroje.

Turbína:

$$Y_1 > Y_2 \quad (3.3)$$

Čerpadlo:

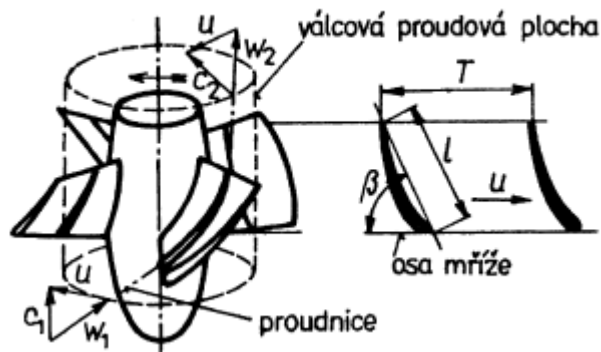
$$Y_1 < Y_2 \quad (3.4)$$



Pokud by nastal případ, že se  $Y_1$  rovná  $Y_2$ , pak by se jednalo o přímé potrubí bez hydraulického stroje. [3, 6]

## 4. NÁVRH AXIÁLNÍHO ČERPADLA

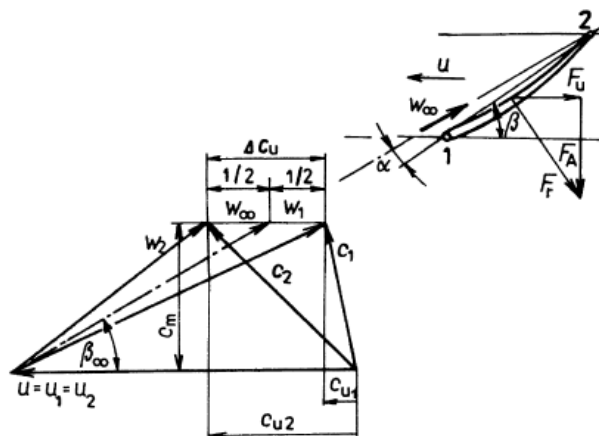
Axiální čerpadla se většinou navrhují s malým počtem lopatek. Lopatky mají obvykle tvar křídla nebo vrtule. Na rozdíl od čerpadel radiálních zde nelze vycházet z proudnicové teorie, ale musíme se řídit teorií nosných křídel. Axiální proudnice tvoří válcové plochy se středem v ose rotace. Tyto plochy protínají lopatku v různých polohách. Po rozvinutí těchto ploch získáváme lopatkovou mříž. [6]



Obr. č. 19 – Lopatková mříž axiálního čerpadla [6]

Na proudové ploše se unášivé rychlosti rovnají, proto  $u = u_1 = u_2$  a dochází ke zjednodušení Eulerovy čerpadlové rovnice (4.1). [6]

$$Y_t = u \cdot (c_{u2} - c_{u1}) = u \cdot \Delta c_u \quad (4.1)$$



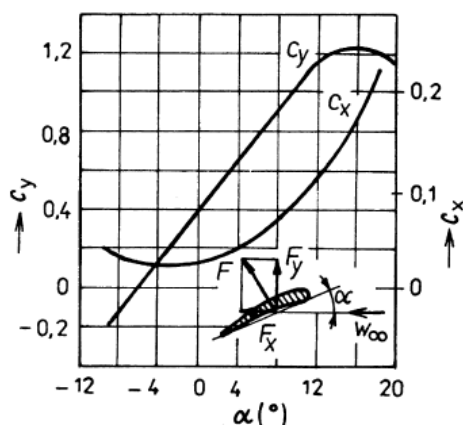
Obr. č. 20 – Kinematické a dynamické poměry na lopatce [6]

Závislost součinitelů  $c_y$  a  $c_x$  je vynesena do obr. č. 20. Veličina  $c_y$  vyjadřuje vztlak vyvinutý na lopatku křídlového profilu a součinitel  $c_x$  představuje jeho odporovou složku. Tyto hodnoty jsou závislé také na úhlu náběhu  $\alpha$ .

Relativní rychlost  $w_\infty$  vyjadřuje střední geometrickou hodnotu rychlostí  $w_1$  a  $w_2$ , přičemž je skloněna od lopatkové mříže od úhlu  $\beta_\infty$ . [6]

$$c_y = \frac{F_y}{\rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot b} \quad (4.2)$$

$$c_x = \frac{F_x}{\rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot b} \quad (4.3)$$



Obr. č. 21 – Charakteristika hydrodynamického profilu lopatky [6]

Hydrodynamická síla svírá s tětvou profilu téměř 90°. Skládá se ze dvou složek – síly  $F_x$  a  $F_y$ .  $F_x$  je odporová složka síly působící ve směru relativní rychlosti. Síla  $F_y$  je složkou vztlakovou. [6]

$$F_r = \sqrt{F_y'^2 + F_x'^2} \quad (4.4)$$

$$F_r = M \cdot c_y \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{1}{\cos \lambda'} \quad (4.5)$$

Z hlediska hydrodynamiky jsou důležité zejména síly zatěžující rotor čerpadla. Jsou jimi – výsledná hydrodynamická síla  $F_r$ , síla působící do osy rotoru  $F_a$  a síla v obvodovém směru  $F_u$ . Při výpočtu výsledné síly se pracuje s korigovanými silami  $F_x'$  a  $F_y'$ . Korekcí se rozumí úprava součinitelů osamělých profilů na poměry v lopatkové mříži  $M = c_y'/c_y$ . [6]

$$F_u = F_r \cdot \sin(\beta_\infty + \lambda') \quad (4.6)$$

$$\tan \lambda' = \frac{F_x'}{F_y'} \quad (4.7)$$

$$F_a = F_r \cdot (\beta_\infty + \lambda') \quad (4.8)$$

Po zavedení hydraulické účinnosti dostáváme vztah (4.9) pro výpočet měrné energie axiálního čerpadla. [6]

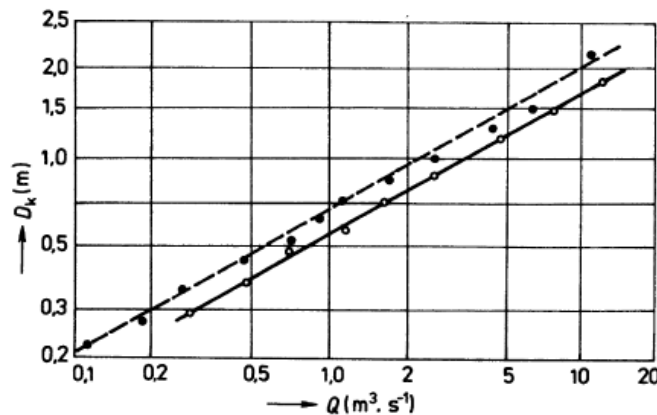




$$Y = \eta_h \cdot M \cdot c_y \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{u}{c_m} \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot \frac{\sin(\beta_\infty - \lambda')}{\cos \lambda'} \quad (4.9)$$

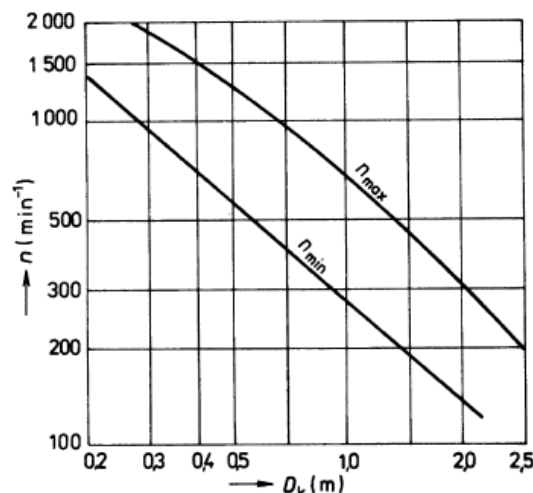
## 4.1 NÁVRH HLAVNÍCH ROZMĚRŮ OBĚŽNÉHO KOLA

Při návrhu hlavních rozměrů se často vychází z předem požadovaných parametrů, jež dané čerpadlo musí splňovat. Obvykle jím bývá průtok, který musí být čerpadlo schopno dodat a dopravní výška, do níž bude muset kapalinu vytlačit. Z tohoto důvodu byl statisticky vytvořen graf úspěšně zkonstruovaných čerpadel. Vychází se z hydraulické podobnosti čerpadel. Data vyskytující se v grafu jsou rozptýlena a nejsou úplně přesná, nicméně pro orientační návrh rozměru postačující. [6]



Obr. č. 22 – Návrh vnějšího průměru oběžného kola  $D_k$  v závislosti na průtoku [6]

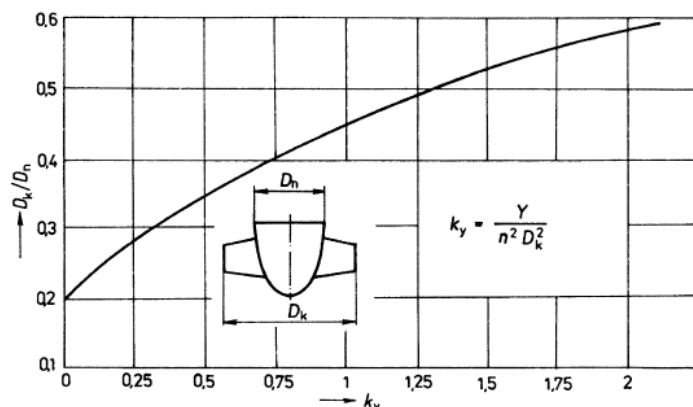
Nejčastěji je rozměr vnějšího průměru oběžného kola navrhován dle obr. č. 22 ze závislosti na průtoku. Další možností je návrh dle požadovaných otáček.



Obr. č. 23 – Návrh vnějšího průměru oběžného kola  $D_k$  v závislosti na otáčkách [6]

Stanovení vnějšího průměru oběžného kola pomocí otáček není jednoznačné, jak je tomu u průtoku. Otáčky jsou závislé na typu, což ovlivňují specifické otáčky čerpadla. [6]

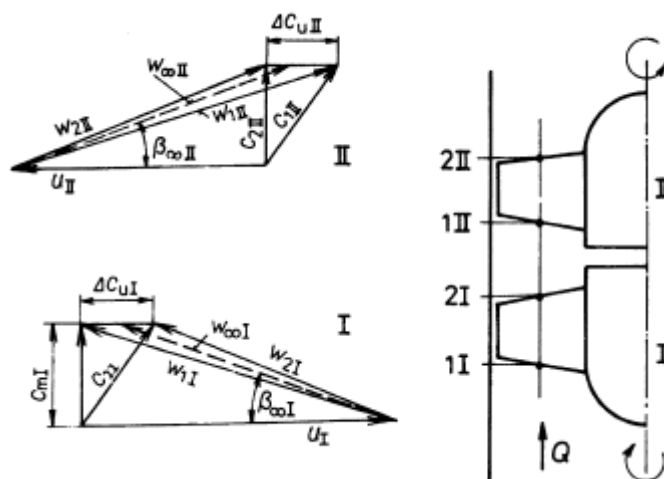
Dalším rozměrem voleným dle grafu je volba průměru náboje. Vychází se ze závislosti poměrné hodnoty průměru náboje k součiniteli měrné energie. [6]



Obr. č. 24 – Návrh poměru náboje oběžného kola v závislosti na součiniteli měrné energie [6]

## 4.2 PROTIBĚŽNÉ USPOŘÁDÁNÍ OBĚŽNÝCH KOL

Protiběžným uspořádáním rotorů u axiálního hydrodynamického čerpadla dojde k navýšení měrné energie. Při speciální možnosti použití tohoto čerpadla jako srdeční náhrady disponuje výhodou snížení smykového napětí v kapalině. Tento typ zapojení rotorů vyniká menšími rozměry hydraulické části, než je tomu u podobných typů čerpadel. Na obr. č. 25 můžeme vidět kinematické poměry protiběžných axiálních rotorových kol. [6]

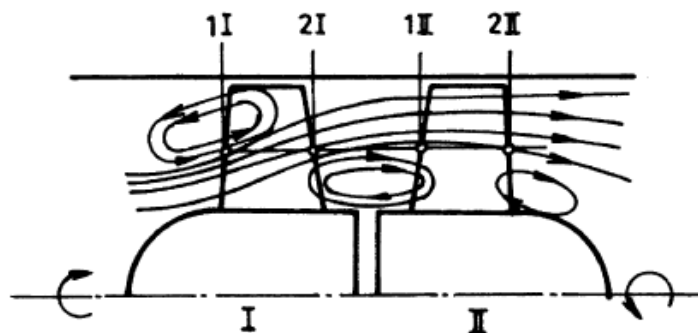


Obr. č. 25 – Kinematické poměry protiběžného uspořádání oběžných kol [6]

Tímto uspořádáním je zvyšována měrná energie bez zhoršení kavitačních vlastností čerpadla. Při výpočtu je vycházeno z obr. č. 25. [6]

$$Y = Y_I + Y_{II} = (u_I \cdot \Delta c_{uI} + u_{II} \cdot \Delta c_{uII}) \cdot \eta_h \quad (4.10)$$

Při použití protiběžného uspořádání odpadá použití rozváděče a nedochází k odklonění proudu. U symetrických lopatek dochází k energetické optimalizaci, pokud poměr otáček prvního a druhého rotoru je menší než jedna  $n_{II}/n_I < 1$ . U nesymetrických lopatek dochází ke zvýšení efektivity přeměny energie. Optimální pracovní stav nastává  $n_{II}/n_I > 1$ . [6]



Obr. č. 26 – Oblasti sekundárního proudění [6]

Do úvahy se také musí vzít oblasti sekundárního proudění u protisměrných rotorů.

## 5. PRSTENCOVÉ MOTORY

Prstencové motory jsou často využívaným zdrojem krouticího momentu. Vynikají především svým poměrně nízkým setrvačným momentem, a proto dokáží velice rychle reagovat na změnu otáček. Jedná se o synchronní stroje s permanentními magnety – zkráceně nazývané PMSM.

Samotný motor je složen ze dvou hlavních částí – statoru a rotoru. Tento typ má vyrobené pólové nástavce tak, aby docházelo ke stejné příčné i podélné magnetické indukci. To znamená, že při konstantní rychlosti by mělo být dosaženo harmonické magnetické indukce podél celé mezery. [7]



*Obr. č. 27 – Prstencové motory [8]*

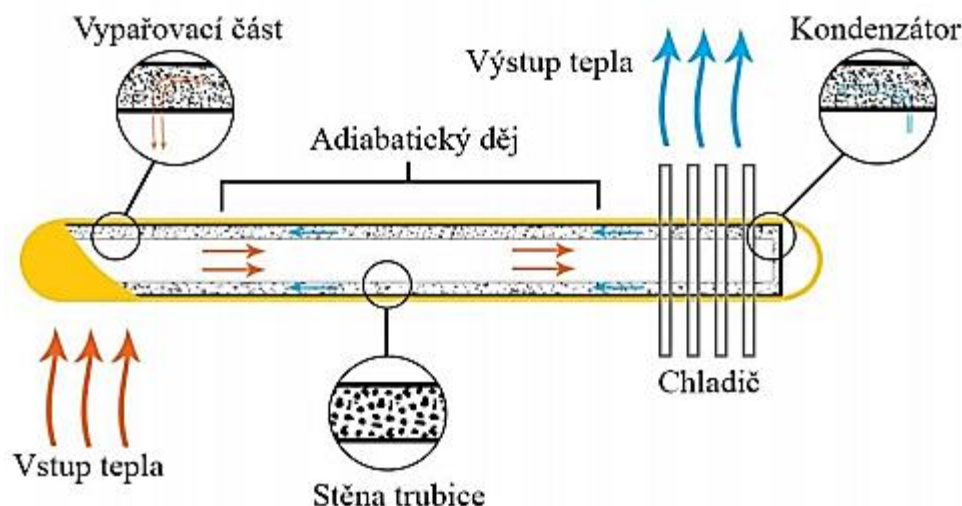
Stator je tvořen svařovanou konstrukcí z nerezové oceli nebo ze slitin hliníku. Skládá se z lisovaných paket vinutí umístěných uvnitř statoru. Trojfázové vinutí je zapojeno do hvězdy. Dle způsobu výroby vinutí se liší magnetické vlastnosti jádra, které souvisejí s výslednou velikostí motoru. Čelo vinutí často obsahuje teplotní čidlo, které zajišťuje dostatečný odvod tepla. Pokud není vinutí dostatečně chlazeno, může být z důvodu bezpečnosti výrobcem stanoveno, že moment vyvolaný tímto motorem nesmí přesáhnout 40% maximálního momentu stroje.

Rotor se z hlediska konstrukce dělí na dva základní typy. Může obíhat buď to z vnějšku kolem statoru, nebo rotuje uvnitř. Vnější rotor má tu výhodu, že při stejném výkonu jako vnitřní typ je o 15% lehčí. Rotor je opatřen permanentními magnety, které jsou vyrobeny ze speciálních slitin Sm-Co nebo Nd-Fe-B.

Moment v motoru vzniká vzájemným magnetickým působením mezi statorem a rotorem. Rotor se snaží dostávat do polohy, ve které na něj působí co nejmenší magnetický odpor. Neustálou změnou poloh vzniká rotační pohyb rotoru. [7]

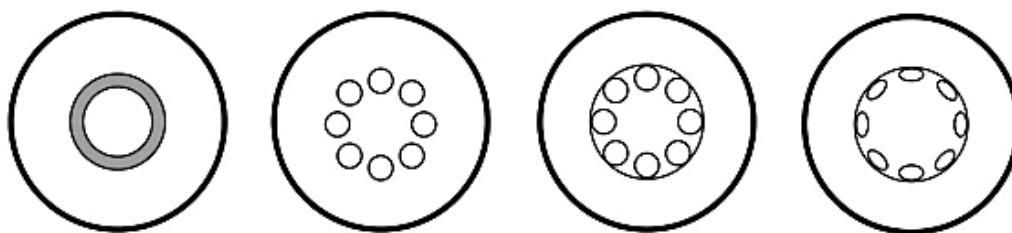
## 6. TEPELNÉ TRUBICE

Při návrhu čerpadla je důležité myslet na to jak kvalitně odvést teplo, které vyprodukuje. Jednou z možností může být použití technologie tepelných trubice. Pokud se navrhuje klasické čerpadlo, pak je nejjednodušším řešením vytvořit žebrovaní, které odvádí teplo do okolního prostředí. Pro aplikaci v srdeční náhradě by to však nemuselo být příliš vhodné řešení. Jako elegantnější způsob se jeví využití technologie tepelných trubice.



Obr. č. 28 – Schématické znázornění principu tepelné trubice [10]

Tepelné trubice disponují velice dobrou tepelnou vodivostí. Ve srovnání s mědí vedou teplo sto až tisíckrát lépe než typologicky stejný kus mědi. Jedná se o dvoufázový mechanismus přenosu tepla. Trubice je vyplněna vakuem a částečně kapalinou. U chlazení používaného v drobné elektronice je kapalinou nejčastěji voda. Trubice bývá vyrobena z mědi a může mít buď obdélníkový tvar, nebo tvar válce. Uvnitř probíhá cirkulační proces znázorněný na obr. č. 28. Díky pórovitým stěnám může být aplikován kapilární jev, který vytahuje kapalinu ke stěnám, kde se vypařuje a vytváří tepelný spád. Kvůli mírnému zvýšení tlaku v parách a tepelnému spádu, putuje ohřátá pára ke kondenzátoru. V kondenzátoru odevzdá teplo a přemění se na kapalinu, která je vtahována zpět do stěny trubice. Celý tento cyklus končí, jakmile odpojíme zdroj tepla. [10]



Obr. č. 29 – Schéma uspořádání trubice v rotoru [10]



Na *obr. č. 29* lze vidět eventuální rozložení tepelných trubic kolem rotoru čerpadla. Konkrétní typ bude možné zvolit až po konstrukčním návrhu.

## 7. MAGNETICKÉ UCPÁVKY

Jedná se o technologii, která je schopna těsnit mezery mezi statickými a rotačními komponenty zařízení. Funguje na principu vytvoření magnetického pole v námi požadované těsnící oblasti. V tomto místě se musí nacházet magnetická kapalina, která vlivem magnetického pole ztuhne.

Pro získání vhodného prostředí je zapotřebí permanentního magnetu a magneticky vodivých součástek pro vytvoření uzavřeného obvodu.

V současné době probíhá usilovný vývoj a testování těchto ucpávek. Tento typ těsnění byl použit ve dvou variantách srdečních náhrad v této diplomové práci.

### MAGNETICKÁ KAPALINA

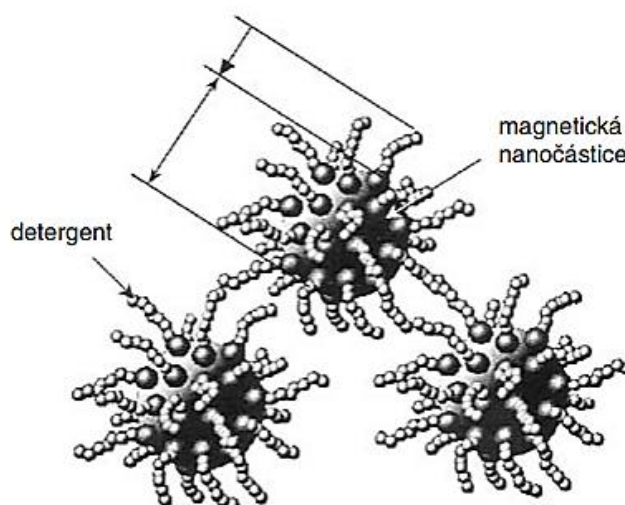
Magnetické kapaliny byly vynalezeny ve vesmírném programu NASA pro regulaci toku paliva ve stavu bez tíže. Dnes se jejich vývoj ubírá do mnoha dalších oblastí, především do lékařství.

Jedná se o suspenze velice jemných feromagnetických částic v kapalině. Velikost částice se pohybuje kolem 3 až 15 nm. Mají většinou kulový tvar. Částice magnetických kapalin se vyrábějí z feritu, magnetitu nebo třeba niklu.

Pokud se kapalina nachází v nemagnetické oblasti, jeví se jako obyčejná kapalina. Naopak pokud na tuto kapalinu začne působit magnetická síla, pak téměř okamžitě začne kapalina měnit viskozitu. Posléze lze takto tuhou kapalinu použít k těsnění rotačních prvků.

Nanočástice určují magnetické vlastnosti kapaliny, mechanické a chemické vlastnosti určuje nosná kapalina.

Hlavním problémem feromagnetických kapalin je jejich koloidní stabilita. Jedná se o to, že v kapalině nesmí dojít k agregaci suspenzí. Odbourání tohoto problému se dosahuje aplikací ochranného polymerního obalu na nanočástice. Ochranný obal nebo také detergent disponuje dlouhými polymerními řetězci, které jednotlivým suspenzím nedovolují nežádoucí shlukování. [15]



Obr. č. 30 – Nanočástice [15]



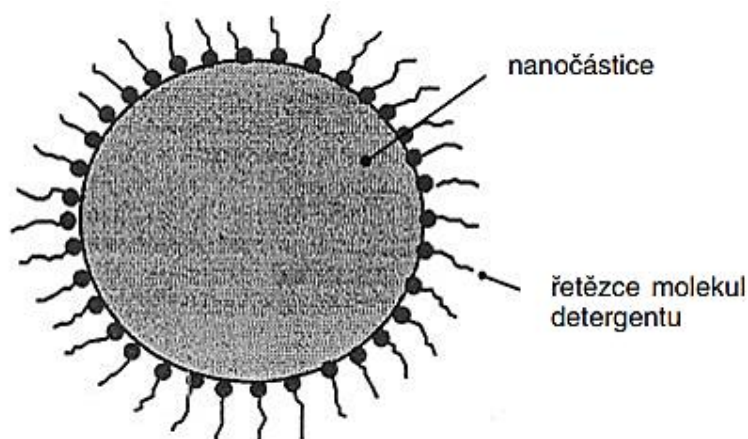
Každý řetězec detergentu je jednou stranou pevně spojen s nanočásticí a druhá strana řetězce je volně unášena kapalinou. Tato detergentová vrstva tvoří odpudivé síly mezi částicemi.

Životnost magnetických kapalin se udává v řádu let. Magnetické částice se mohou vyrábět mnoha možnými způsoby. Nejstarším způsobem je mechanické drcení magnetických materiálů, které může trvat až 1000 hodin. Poté probíhá odstředivá separace hrubších částic. Při celém procesu je přítomen vhodný detergent. Tento způsob výroby je také nazýván jako mokré mletí.

Rychlejší způsoby získání feromagnetických nanočástic je možné různými fyzikálně-chemickými procesy. Příkladem může být získání částic na bázi chemické precipitace. Další možnosti získání nanočástic jsou elektrolýza, oparování nebo třeba vločkování. [15]

Po všech výše zmíněných procesech získání nanočástic musí nastat čištění, a to z toho důvodu, aby byly zajištěny požadované vlastnosti kovu.

K dostání je široká škála feromagnetických kapalin s různými vlastnostmi, které výrobci přímo doporučují k určitým způsobům použití. [15]



Obr. č. 31 – Nanočástice s detergentem [15]

Na aplikaci magnetické kapaliny do srdeční náhrady pracuje diplomant Kryštof Jančík. Pro detailnější rozbor problematiky a konkrétní použití, doporučuji si přečíst jeho diplomovou práci. [15]

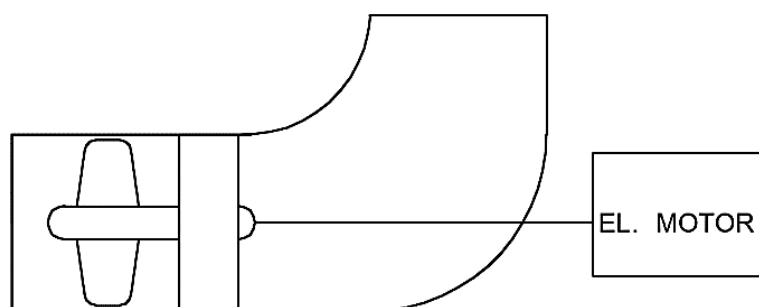
## 8. KONSTRUKČNÍ STUDIE

Jelikož tato práce pojednává o konstrukční studii axiálního čerpadla, je nutné se na tuto problematiku zaměřit komplexněji. Pokud se uvažuje o axiálním vstupu i výstupu čerpané kapaliny, je důležité vzít v potaz, že existuje mnoho variant uložení rotačních a statických komponent.

### KONSTRUKČNÍ NÁVRHY

Vychází se z konstrukčně osvědčených a v praxi využívaných řešení. Nejpoužívanější uložení axiálního čerpadla nebo turbíny je znázorněn na *obr. č. 32*. Jedná se o typ se suchou strojovnou, což znamená, že elektromotor je umístěn mimo potrubí a nepřichází tedy do styku s kapalinou.

#### 8.1 VARIANTA Č. 1

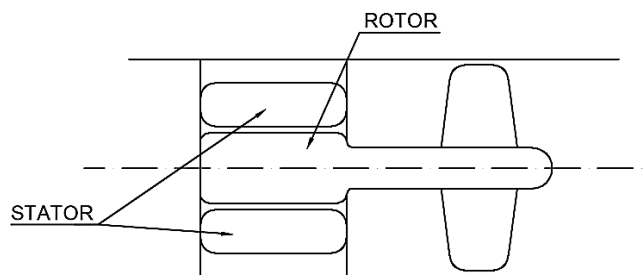


*Obr. č. 32 – Varianta č. 1*

Na *obr. č. 32* se jedná o často využívanou aplikaci axiálního čerpadla. Hojně se využívá především ve velkých hydraulických systémech. Pokud se uvažuje nad aplikací v srdci, pak se nejedná o příhodnou volbu. Rozvaděč, který se nachází za oběžným kolem, nejen že zvyšuje ztráty, ale především traumatizuje červené krvinky. Snahou je právě tento problém odstranit.

Elektromotor, který se nenachází přímo v systému, disponuje velkou výhodou především v dostupnosti. Tu lze docenit zejména při údržbě, která je nezbytně nutná ke správné činnosti systému. Rozvržení komponent nutných pro správnou funkci by bylo velice náročné a také nepraktické. Dodržení malých rozměrů pro možnost implantování do lidského těla je prakticky nemožné, především kvůli elektromotorům. Zajištění elektromotorů mimo tělo člověka je konstrukčně neřešitelné. Z těchto důvodů se této variantě nebudu dále věnovat.

## 8.2 VARIANTA Č. 2

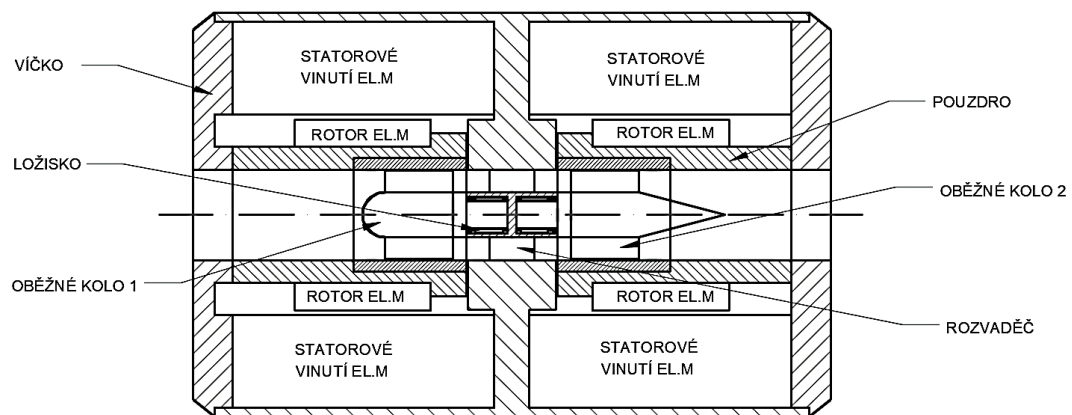


Obr. č. 33 – Varianta č. 2

V této variantě je prstencový elektromotor umístěn přímo v potrubí a jeho polohu drží samotný rozvaděč. Elektrické rozvody je možno vést v lopatkách rozvaděče. Tímto způsobem uložení by nebylo zapotřebí řešit chlazení prstencového motoru, který je jinak poměrně hodně tepelně zatížen. Odvod tepla může být veden přímo od motoru do kapaliny. Nevýhodou takového uložení je velká ztráta způsobená částečně rozvaděčem, ale především motorem umístěným přímo v proudu kapaliny. Obtížně řešitelné by bylo také uložení ložisek a těsnících prvků pro použití v srdeční náhradě. Tato varianta by mohla najít uplatnění ve větších systémech. Při vhodné konstrukční úpravě prstencového motoru by se mohlo jednat o zajímavé řešení. Dalším obtížně řešitelným problémem by byla samotná montáž a demontáž čerpadla.

Tato varianta je pouze teoretická a v praxi těžko aplikovatelná. Pro aplikaci v srdeční náhradě je nejedná o vhodné konstrukční řešení, proto nebylo pokračováno v dalším vývoji.

### 8.3 VARIANTA Č. 3



Obr. č. 34 – Varianta č. 3

Třetí varianta byla rozpracovaná podrobněji, protože se uvažovalo o její reálné aplikaci jako srdeční náhrady.

Na obr. č. 34 lze vidět použití tandemového zapojení protiběžně rotujících hřídelů uložených ve středu rozvaděče. Tento rozvaděč plní nosnou funkci obou rotujících hřídelů. Jako ložiska zde byly zvoleny jehličkové klece, protože se jedná o velice malý průměr hřídele a je zde problém s prostorem. Při použití jehličkových klecí se musí klást velký důraz na přesnost a drsnost nosných ploch.

Rotace je generována prstencovým elektromotorem. Krouticí moment motoru je přenášen přes pouzdro a vlisovaný náboj až na lopatky.

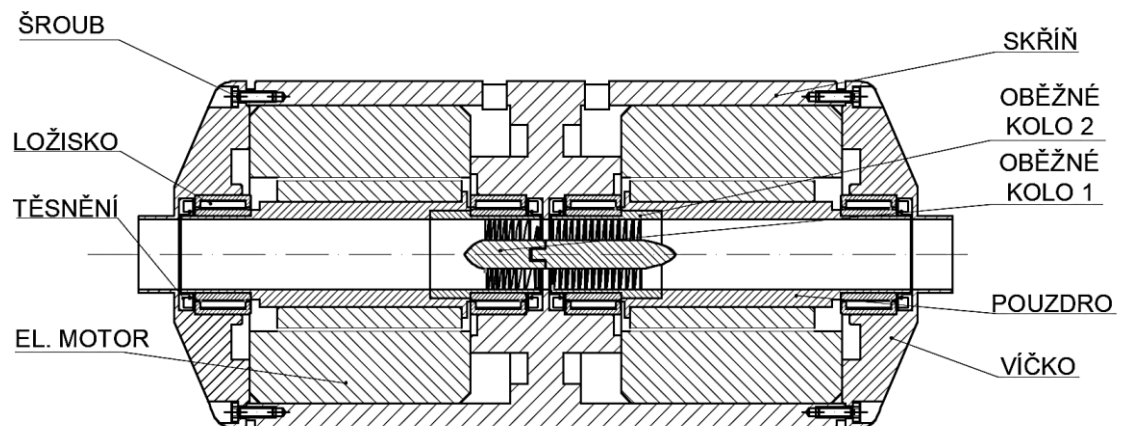
Těsnění mezer mezi rotorem a statickými částmi by bylo možné magnetickou ucpávkou nebo jinými těsnícími prvky. Utěsnit velice malé hřídele v rozvaděči je však komplikovanější. Pro funkci srdeční náhrady je nutné držet velice vysoké otáčky, což způsobuje pro magnetickou ucpávku problém. Dalším špatně řešitelným problémem je malý prostor na magnety, které vytváří magnetické pole nutné pro tento typ ucpávky.

Klasická pryžová ucpávka Gufero, která by zaručila těsnost, zde není možná kvůli malým rozměrům hřídele. Především kvůli problémům zajištění těsnosti bylo od obou variant těsnění upuštěno.

Tato konstrukční varianta je vhodná pro větší typy čerpadel. Při použití tohoto zařízení je nutné se zamyslet nad odvodem tepla od elektromotorů.

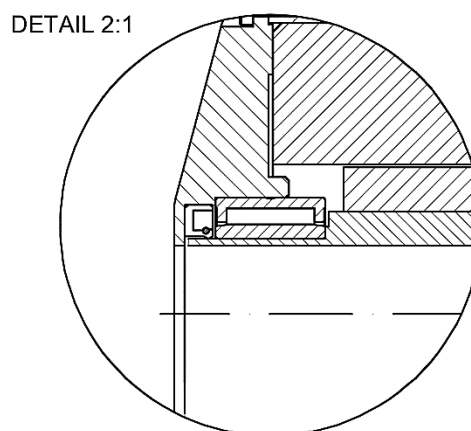
Jelikož se nejedná o ideální řešení projektu srdeční náhrady, nebylo pokračováno v dalším vývoji.

## 8.4 VARIANTA Č. 4



Obr. č. 35 – Varianta č. 4

Tato varianta se od předešlé liší především tím, že rotace je přenášena pomocí ložisek částečně uložených pod statorovou část motoru. Uvažovalo se zde o dvou typech ložisek. Prvotní vize byla pro použití kosoúhlých ložisek, které mají velkou přednost v zachycení axiální síly. Tato síla vzniká na obou rotorech. Pro její eliminaci by se jednalo o vhodnou volbu. Jelikož jsou tato ložiska poměrně velká a v zařízení musí být umístěna alespoň čtyři, byla vybrána ložiska jehličková. Disponují malými rozměry, což je pro případ srdeční náhrady zásadní. Jejich nevýhodou je však malý přenos axiální síly. Přesto byla tato ložiska zvolena jako vhodná. Jedná se o ložiska s masivními kroužky, které zajistí přesné uložení jehličkového kroužku a nedovolují axiální posuv. V předběžných hydraulických výpočtech axiální síla dosahovala velice malých hodnot, proto bylo předpokládáno, že tyto ložiska budou dostatečná. Lopatky oběžného kola jsou v této variantě pevně připevněny k náboji a vlisovány do pouzdra.



Obr. č. 36 – Detail těsnění



Těsnění bylo zvoleno klasickými Gufero kroužky. Těsnící kroužky mají sice malé rozměry, přesto však při takto malém čerpadle nejsou zanedbatelné. Použití pryžového těsnění v lidském těle není zcela vhodné. Lidské tělo na těchto materiálech tvoří biofilm, který může mít za následek zdravotní problémy. Biofilm se skládá z bakterií, které se neustále kumulují, a to až do fáze, kdy se volně odtrhují do krevního oběhu.

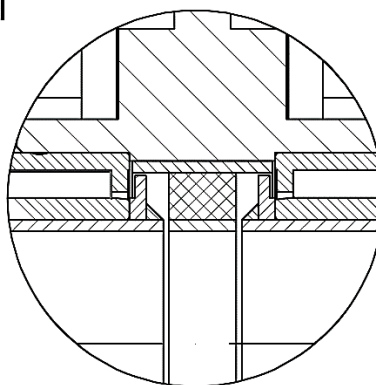
Bylo nezbytné také uvážit vliv mezery mezi rotory. Každý z rotorů se točí na opačnou stranu a účelem protiběžného uspořádání je předání kinetické složky energie mezi prvním a druhým rotorem. Z důvodu opačné rotace vzniká mezi těmito rotory nestabilní oblast. Z poznatků diplomové práce Patrika Müllera vyplývá, že při menší mezeře se chová čerpadlo stabilněji. Při použití těsnění Gufero kroužky není možné mezeru příliš zmenšit. Pokud bude možnost použít pro tento případ magnetickou ucpávku, pak ji doporučuji vyzkoušet a provést testování.

Odvod tepla od vinutí motorů může být provedeno dvěma způsoby. Jednodušší možností je na vnějším povrchu zařízení udělat žebrování. Zvětšením povrchu tělesa bude docíleno vyššího chladicího účinku. Další možností je použití tepelných trubíc do systému. Vytvořením chladicího oběhu uvnitř čerpadla se docílí daleko většího chlazení. Problémem může být nutnost zvětšit objem čerpadla a také do něj zakomponovat chladič pro kondenzaci par.

## 8.5 VARIANTA Č. 5

Tato varianta se jeví jako nejideálnější pro použití srdeční náhrady. Od předchozí varianty se liší jen nepatrně. Bylo zde uvažováno použití magnetické ucpávky. Magnetická ucpávka funguje na principu vygenerování magnetického pole, které drží magnetickou kapalinu v místě, které má být utěsněno. Tato technologie je choulostivá na změnu šířky těsněné mezery. Mezera se pohybuje v řádu desetin milimetru. Nutností je použití permanentních magnetů a kovových komponent na vytvoření magnetického pole. Ucpávky byly konzultovány a posléze navrženy diplomantem Kryštofem Jančíkem.

DETAIL 2:1

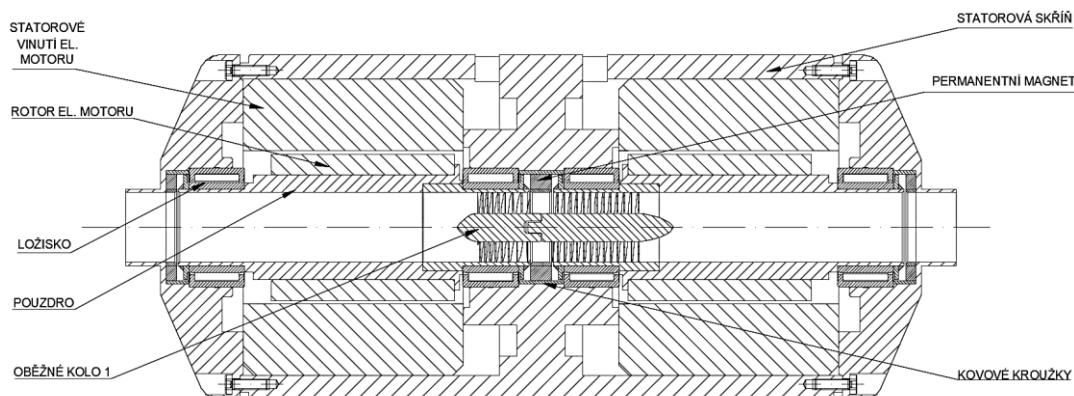


*Obr. č. 37 – Detail magnetické ucpávky*

Ačkoliv se jedná o elegantní řešení, které ušetří ztráty třením způsobené těsněním, tak se nejedná o variantu, která by uspořila příliš mnoho místa. Komponenty potřebné k vytvoření magnetického pole zabírají rozměrově téměř stejně místa jako těsnění obyčejným pryžovým těsněním.

Pokud by byl magnetický obvod uzavřen přes ložiska a ne přes kroužek, pak by malá úspora místa byla možná. Tuto teorii je nutné experimentálně ověřit.

Velkou neznámou je u této varianty axiální síla. Tato síla bude vznikat na lopatkách oběžného kola a přenášet se na rotor. Ten je upevněný v jehličkových ložiscích, které na přenos velké axiální síly nejsou stavěny. Diplomant Tomáš Vrbka provedl předběžné vyhodnocení axiální síly vznikající od oběžných kol. U obou kol se síla pohybovala v řádech newtonů. Tyto hodnoty by měla bezpečně přenést jehličková ložiska s mohutnými kroužky.



Obr. č. 38 – Varianta č. 5

Axiální síla vzniká také působením magnetického pole ucpávek. Není sice příliš velká, ale je třeba ji brát v úvahu. Kdyby došlo ke zvětšení nebo naopak ke zmenšení těsněné mezery, mohla by magnetická kapalina vytéci.

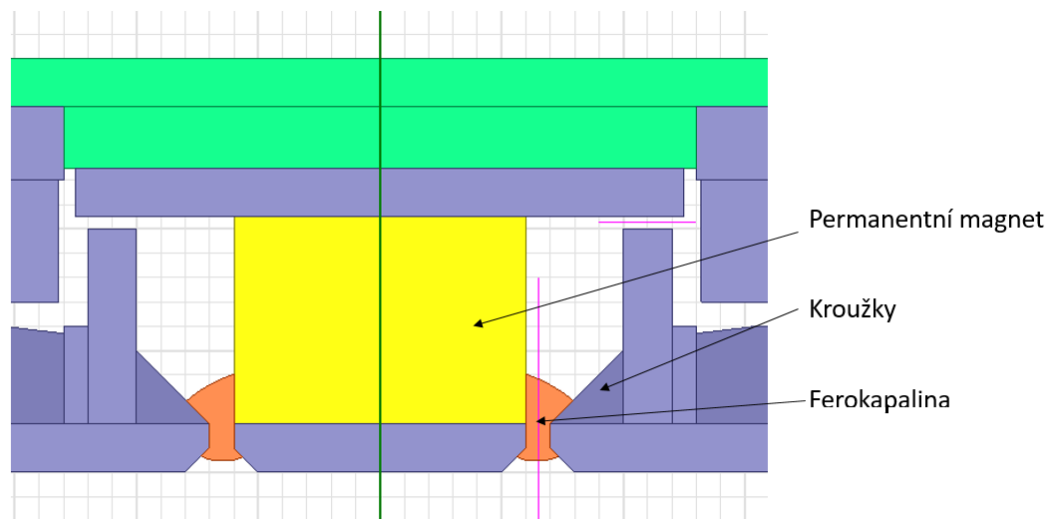
Nevyráběné komponenty jsou totožné jako u předchozí varianty. Vyráběné součástky se pro tuto verzi nepatrně liší. Je nutné dbát zvýšenou pozornost na materiál, ze kterého budou komponenty vyráběny. Pro komponenty, jež se týkají ucpávek, se bude jednat o kovové vodivé součástky nebo přímo magnety. Zbýlé mohou být s duralu nebo jiných plastů.

Varianta č. 5 byla také detailně rozpracována a její dokumentace se nachází v přílohách této diplomové práce.

### 8.5.1 MAGNETICKÉ UCPÁVKY

Jak již bylo zmíněno, magnetické ucpávky zajišťují těsnost mezi statickými a rotačními komponenty. Hlavní okruh magnetických ucpávek je uzavírán přes malé kroužky viz. detail v *obr. č. 37*. Je zde možnost uzavírat okruh přímo přes ložiska, avšak jedná se o neověřený přístup, proto byla zvolena již zmíněná možnost uzavření přes malé kroužky. Pro tuto aplikaci byla použita fero kapalina osahující magnetické nanočástice.





Obr. č. 39 – Středová ucpávka

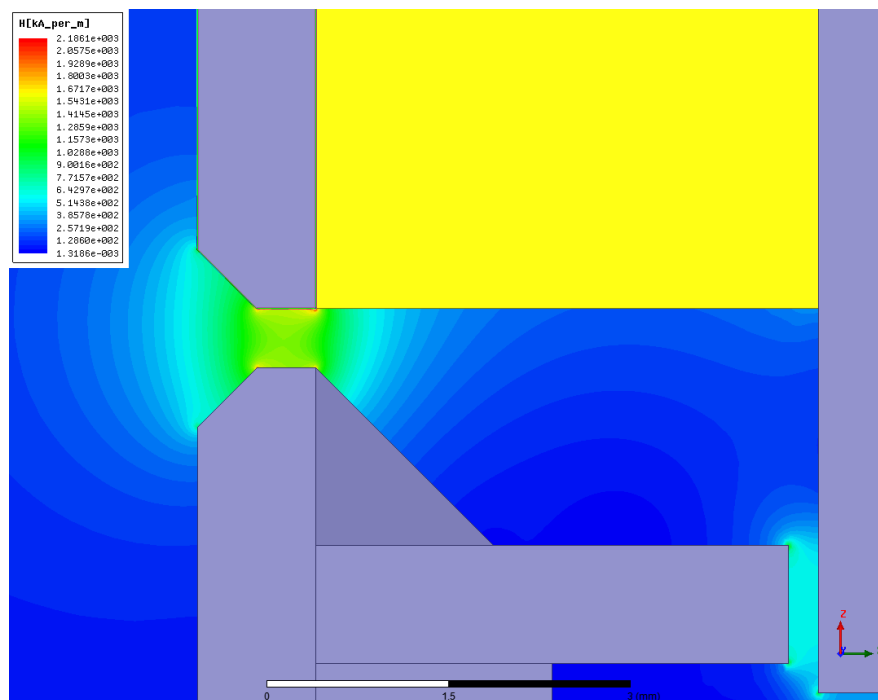
Poloha kapaliny odpovídá pracovnímu tlaku pro 1,2m vodního sloupce. Hranice magnetické kapaliny se mohou měnit v závislosti na tlaku působícím na ucpávku. Na *obr. č. 39* můžeme vidět výslednou teoretickou polohu ucpávky.

Tlak, který je schopná tato ucpávka udržet je přibližně 4 krát větší, než který je ve skutečnosti zapotřebí. Přesná teoretická hodnota je 40kPa, ale je nutné vzít v úvahu, že se jedná pouze o teoretické číslo, jelikož celkové řešení neuvažuje rotaci. Rotace v místě ucpávky je 7500 ot/min až 7700 ot/min. Předpokládá se značný vliv rotace na ucpávku, proto je vhodné další testování.

Protože se jedná v podstatě o kapalinu obsahující nanočástice kovu, naskytá se otázka, jak se bude chovat fero kapalina ve styku s vodou nebo krví. Touto problematikou se zabývá několik institucí ve světě a v současné době je to ve formě vývoje a testování. Někteří výrobci garantují vysokou odolnost fero kapaliny vůči vodě. Bohužel však neexistují žádné konkrétní studie. Testování fero kapaliny a krve je v počátcích a je zapotřebí dalšího vývoje.

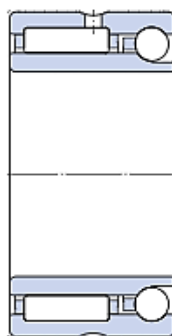
## KONSTRUKCE UCPÁVKY

Po konzultaci s diplomantem Kryštofem Jančíkem byla vytvořena a nasimulována ucpávka pro aplikaci do srdeční náhrady. Byl zvolen permanentní magnet s radiální polarizací NdFeB. Rozměry magnetu jsou k nahlédnutí v přílohách této diplomové práce. Bylo uvažováno o jeho výrobě na zakázku kvůli dodržení přesných rozměrů daných výkresovou dokumentací.



Obr. č. 40 – Intenzita ucpávky, jemné spektrum

Velikost těsnicí spáry byla zvolena 0,5mm, což lze považovat za poměrně velkou hodnotu. Mezera zohledňuje i možné posuvy rotoru v jehličkových radiálních ložiscích. I přes snahu tyto jevy co nejvíce eliminovat, bylo rozhodnuto pro tuto vyšší hodnotu mezery. Obecně lze říci, že čím menší mezera, tím intenzivnější magnetické pole vzniká a tím vyšší tlaky udrží. Jak již bylo zmíněno, byla použita radiální jehličková ložiska s mohutnými kroužky. Tyto kroužky zajišťují minimální axiální posuvy.

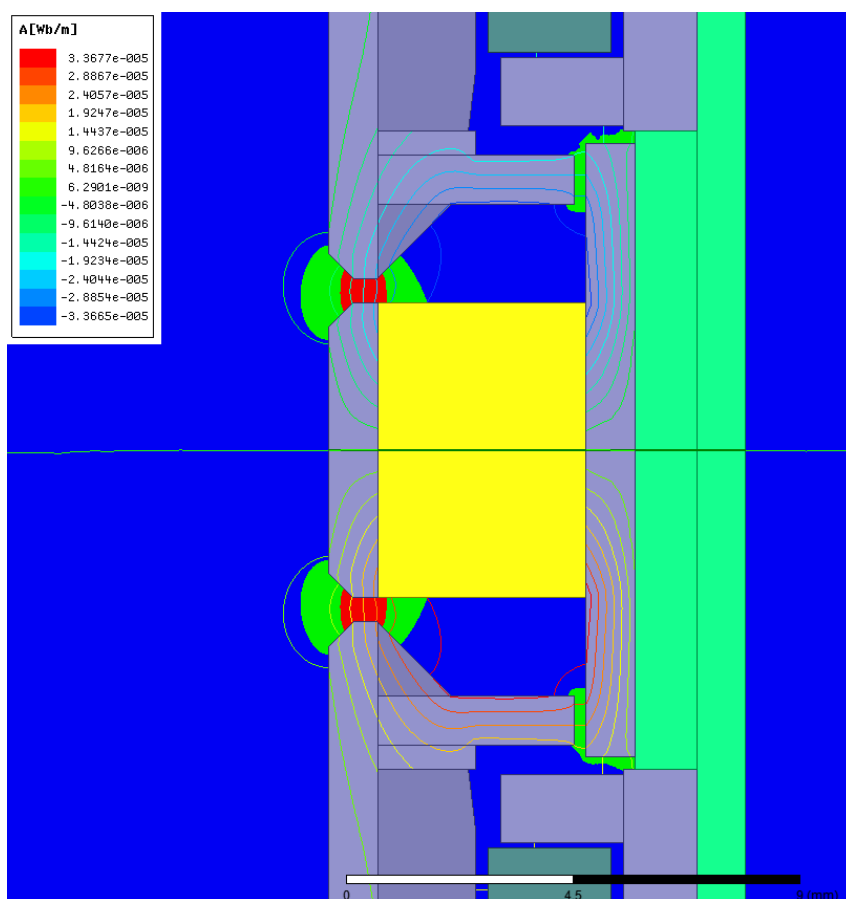


Obr. č. 41 – Kombinované ložisko

Pokud by byla prokázána nedostatečnost jehličkových ložisek, pak může být alternativním řešením použití kombinovaných ložisek. Tyto ložiska se skládají ze dvou částí. První část obsahuje klasické jehličkové ložisko a druhá část obsahuje ložisko s kosoúhlým stykem. Kombinované ložisko dokáže efektivně přenášet radiální i axiální sílu. Hlavní předností je zaručení minimálního axiálního posuvu

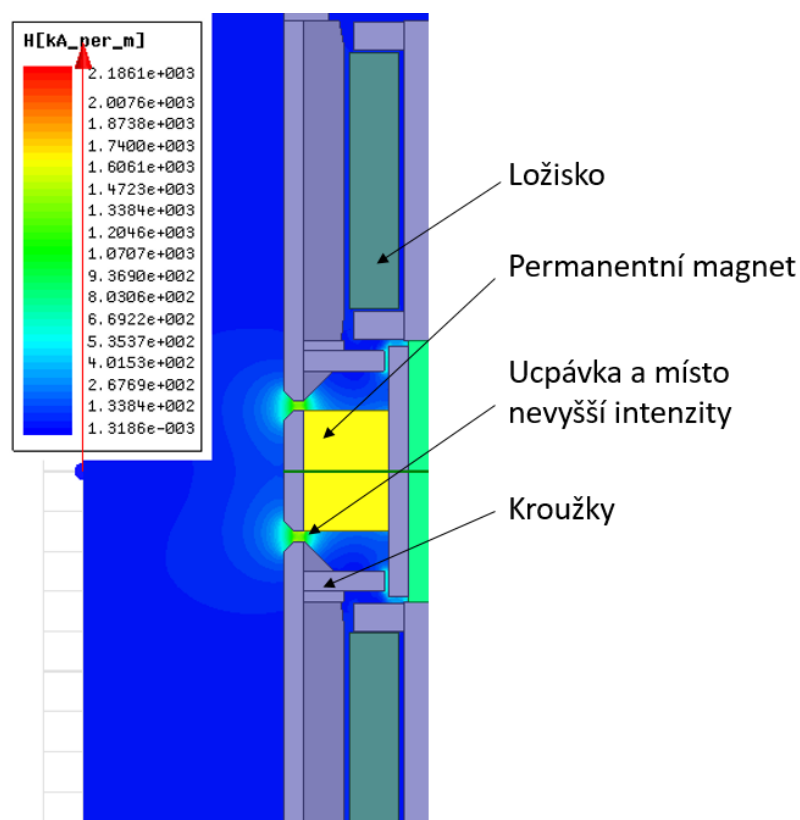
díky použití kosoúhlých ložisek. Lepší vlastnosti jsou kompenzovány většími rozměry tohoto typu ložisek.

Dle předběžných hydraulických výpočtů axiálních sil by jehličkové ložisko mělo být dostatečnou variantou. Působit však zde budou i síly od magnetických ucpávek.



Obr. č. 42 – Siločáry v magnetické ucpávce

V každé ucpávce vzniká magnetické pole, které drží ferokapalinu na požadovaném místě. Nicméně toto pole nepůsobí pouze na kapalinu, ale také na ostatní komponenty v okolí. Rotor je přitahován směrem k permanentnímu magnetu silou, která je přibližně 80N. Síla není určena přesně, protože je závislá na tom, zda se do výpočtu bere v potaz i intenzita generovaná ložisky po případě jinými prvky v oblasti. Přitažlivá síla má tendenci se zvyšovat se zmenšující se vzdáleností. Tento jev není optimální, protože při úplném dotyku nastane totální destrukce ucpávky. Následně ucpávka vyteče a přestane těsnit. Z tohoto důvodu se dbá na co nejmenší hodnoty axiálních posuvů. Doporučuji provést testování s jehličkovými ložisky, a pokud bude výsledek neuspokojivý, pak pokračovat s ložisky kombinovanými. V neposlední řadě je nutné dbát na velkou výrobní přesnost, protože i malá odchylka může mít za následek neuspokojivé výsledky.

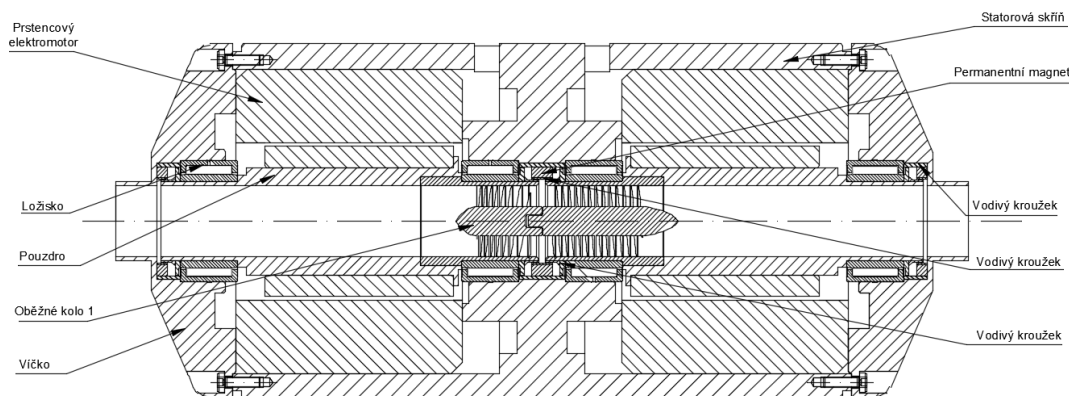


Obr. č. 43 – Výsledná intenzita středové ucpávky

Na obr. č. 43 lze vidět výsledná intenzita magnetické ucpávky. Jedná se o středovou ucpávku. Krajní ucpávky nacházející se v oblasti víček vypadají velice podobně pouze permanentní magnet má poloviční velikost. Návrh ucpávek vznikl ve spolupráci s diplomantem Kryštofem Jančíkem, který se zabýval především simulací ve výpočtovém programu pro tvorbu magnetického pole. Veškerá výkresová dokumentace se nachází v přílohách této diplomové práce.

## 8.6 VARIANTA Č. 6

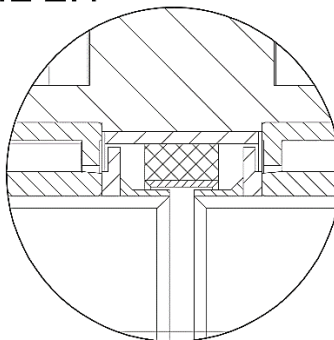
Tato verze vychází z varianty č. 5. Použití elektromotorů a ložisek je naprosto stejné jako u předešlé varianty. Konstrukční uspořádání základních komponent je také velice podobné.



Obr. č. 44 – Varianta č. 6

Konstrukčně má tato varianta pouze částečně upravené pouzdro a náboj. Vznik tohoto modelu byl podnícen spoustou nezodpovězených otázek ve variantě předešlé. Snahou u této verze bylo vycházet s ověřených výzkumů v oblasti magnetických ucpávek. Zatímco ucpávky použité v předchozí verzi jsou konstruovány v bezprostřední blízkosti protékané kapaliny, ucpávky použité zde jsou umístěny více uvnitř konstrukce náhrady.

### DETAIL 2:1

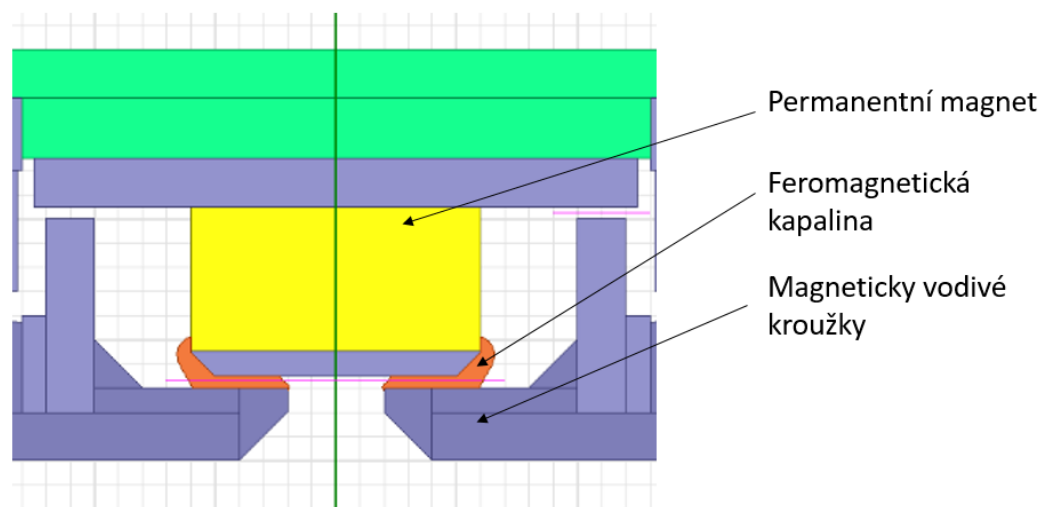


Obr. č. 45 – Detail radiální ucpávky

Radiální ucpávky jsou úspěšně aplikovány v několika projektech, proto bylo rozhodnuto zkonstruovat i variantu obsahující tuto technologii. Jak lze vidět na obr. č. 45., pouzdra zasahují až pod permanentní magnet, který spolu s magneticky vodivými kroužky tvoří magnetický obvod. Feromagnetická kapalina se nachází právě v oblasti mezi nalisovaným magnetickým kroužkem na pouzdře a kroužkem na magnetu.

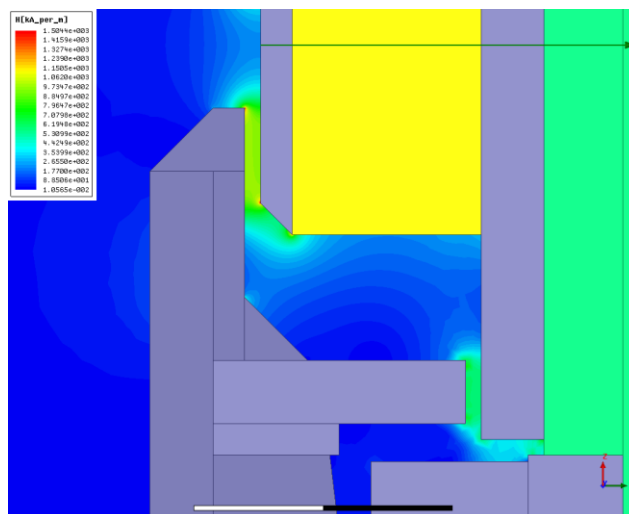
## KONSTRUKCE UCPÁVKY

Konstrukce ucpávky byla zhotovena ve spolupráci s diplomantem Kryštofem Jančíkem. Jeho práce spočívala především v simulaci a návrhu radiální ucpávky.



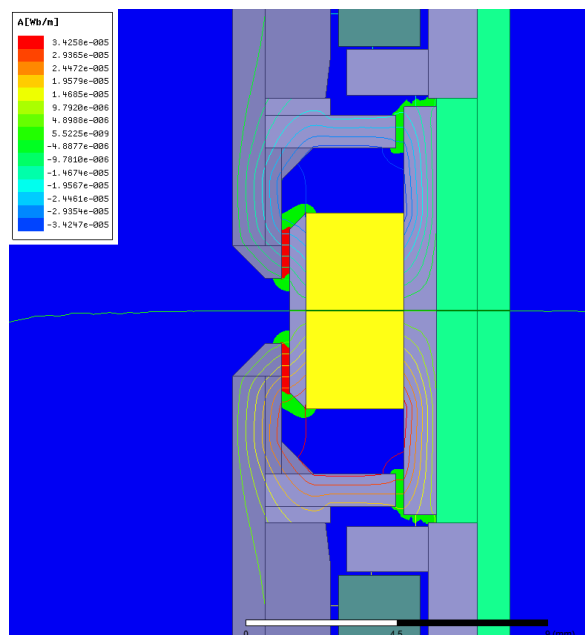
Obr. č. 46 – Teoretická poloha radiální ucpávky

Na obr. č. 46 se nachází teoretická výsledná poloha radiální magnetické ucpávky. Svou polohu může do určité míry měnit v závislosti na působícím tlaku. Uvažujeme stejný tlak jako u předešlé varianty tedy pro 1,2m vodního sloupce. Nárůst tlaku u této varianty je omezený, protože zde není ideální průběh magnetického pole. Jeho tlaková kapacita by šla částečně navýšit změnou feromagnetické kapaliny s vyšší magnetizací a použitím silnějších magnetů.



Obr. č. 47 – Detail intenzity magnetického pole radiální ucpávky

Jak je vidět na obr. č. 47 hlavní změnou proti předchozí verzi je šířka těsnící mezery. Mezera byla zvolena na hodnotu 0,25mm. V radiálním směru je očekávána vyšší přesnost, než ve směru axiálním. Přesnou polohu hřídele by měla držet jehličková ložiska. Přes všechny předpoklady je nutné dodržet velice přesné výrobní tolerance a to především házení hřídelů.



Obr. č. 48 – Siločáry radiální ucpávky

Axiální síly působící na toto provedení jsou podstatně menší než u předchozího provedení. Proto lze konstatovat, že jehličková ložiska v této aplikaci budou vhodná.

Veškerá výkresová dokumentace se nachází v přílohách této diplomové práce.

## 9. EXPERIMENT

Pro experiment bylo vybráno čerpadlo varianty č. 4. Pro toto čerpadlo byla kompletně navržena geometrie s komponenty. Zařízení bylo vymodelováno v programu SolidWorks. Součásti jako jsou ložiska, těsnění a elektromotory byly vybrány z běžně dodávaných komponent dodavatelů. Žádná z těchto součástí nebyla speciálně upravena. Zbylé části byly vytištěny na 3D tiskárně nebo obroběny.

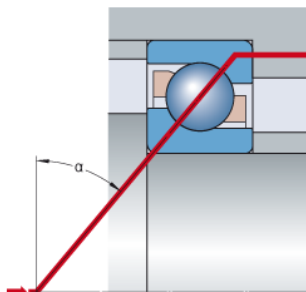
### 9.1 POUŽITÉ NORMALIZOVANÉ KOMPONENTY

- **LOŽISKA:**

Pro případ srdeční náhrady není snadné jednoznačně určit, jaký typ ložisek se do zařízení bude hodit nejlépe. Pokud se vychází z předpokladu dodržení co nejmenšího možného objemu, pak se nabízí použití ložisek kluzných.

Kluzná ložiska jsou poměrně malá, ale špatně se těsní. Jejich těsnění je v tomto případě natolik složité, že bylo rozhodnuto vydat se jiným směrem.

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou dobrou variantou a to především proto, že dokáží pohltit nemalé účinky axiální síly. Tato síla vzniká na obou oběžných kolech a je důležité s jejím výskytem počítat.

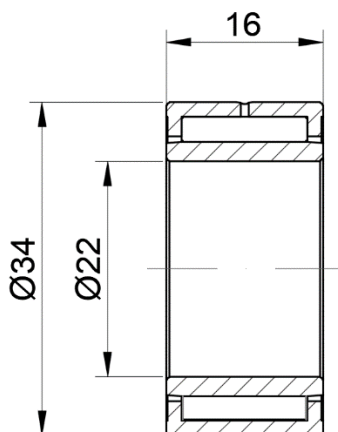


Obr. č. 49 – Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [11]

Velkou nevýhodou těchto ložisek je jejich velikost. Pro náš případ jsou velmi mohutná, proto jsme od jejich použití museli také upustit.

Nejvhodnější volbou se jevila ložiska jehličková. Splňují všechny aspekty důležité pro správnou funkci. Tyto ložiska bohužel nejsou dimenzována na axiální sílu, což se musí zohlednit v konečném návrhu. Zvolena byla tedy jehličková ložiska s vnitřním průměrem 22mm, šířkou 16mm a vnějším průměrem 34mm.





Obr. č. 50 – Jehličkové ložisko

- **ELEKTROMORY:**

Pro možnost použití v srdeční náhradě byla zvolena technologie prstencových motorů. Tyto motory disponují velkým rozsahem otáček, proto jsou pro tuto aplikaci velice vhodné. Bylo nutné, aby oba motory v tandemovém uspořádání dokázaly vyvinout rotaci alespoň 7700 ot/min. Tato hodnota byla na počátku projektu dána jako fixní.



Obr. č. 51 – Elektromotor KOLLMORGEN

Byl vybrán motor od firmy KOLLMORGEN, který nejlépe vyhovoval daným požadavkům. Při snaze úspory místa byla zvážena i varianta většího motoru a ložisek zakomponovaných do rotorové části. Bohužel větší motory nedokáží vyvinout potřebné otáčky. Proto byl zvolen typ KBMS-17H01-B-00, který disponuje až 8125 ot/min. Jeho jmenovitý výkon je 955W a špičkový krouticí moment činí 6,14 Nm.

Pro ovládání elektromotoru byl zvolen frekvenční měnič typu AKD-P00607-NBEI-E000. Zajišťuje řízení momentu, rychlosti i polohy. Jelikož jej zajišťuje stejná společnost jako prstencové motory, tak nebude problém s kompatibilitou systému.

Pro toto speciální použití jsou parametry motorů několikrát předimenzovány. V budoucím vývoji doporučuji vytvořit motory na zakázku a tyto hodnoty upravit.

Potřebný výkon pro tuto variantu:

$$\rho_{krve} = 1060 \text{ kg/m}^3$$

$$H = 1,2 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Q = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\eta = 70\% - \text{předpokládaná účinnost}$$

$$P = Q \cdot H \cdot \rho_{krve} \cdot g \cdot \eta = 1,04 \text{ W} \quad (9.1)$$

Z tohoto výkonu lze dopočítat přibližnou hodnotu krouticího momentu.

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \quad (9.2)$$

Z výše uvedených hodnot lze vyhodnotit o kolik je současný motor předimenzovaný. Pro aplikaci srdeční náhrady aktuálně motor bližší těmto hodnotám a splňující ostatní požadavky není.

- **TĚSNĚNÍ:**

Pro experimentální část bylo rozhodnuto, že bude použito GUFERO těsnění. Tento typ hřídelového těsnění se běžně používá ve strojírenské praxi. Jedná se o ověřenou technologii těsnění kapalin, zejména pak olejů. Těsnění by mělo bez problému utěsnit i místa, ve kterých bude rozdílný tlak. Tyto tlaky jsou jasně určeny katalogovými normami výrobce.



Obr. č. 52 – GUFERO



Nevýhodou tohoto typu těsnění je zvýšení ztrát vlivem tření mezi pryžovým kroužkem a rotujícím hřídelem. Ztráty se liší v závislosti na otáčkách.

Pro tento experiment byly vybrány těsnící kroužky Gufero MVQ G – 22 x 32 x 4. Jedná se o nejužší řadu těsnících kroužků, což je důležité kvůli úspoře prostoru. Těsnění probíhá pouze jedním břitem, proto je zajištěna dlouhá životnost s minimální tepelnou zátěží způsobenou třením.

- **ŠROUBY:**

Pro upevnění víček bylo vybráno rozebíratelné šroubové spojení. Do každého víčka je vyvrtáno 6 děr se zahlučením pro hlavu šroubu. Jedná se o malé šrouby s hlavou pro utažení imbusovým klíčem DIN 7984 - M3 x 1 10 - CU3.

- **TĚSNĚNÍ VÍČEK:**

Pro těsnění víček bylo zvoleno rozměrově malé těsnění pryžovým kroužkem. Tento druh byl vybrán především proto, že zde nevznikají žádné velké tlaky, které by bylo nutné těsnit. Jedná se o druh kroužkového těsnění 95 x 3 NBR60. Těsnění se nemusí použít, pokud bude zajištěno, že se v okolí čerpadla nebude nacházet kapalina.

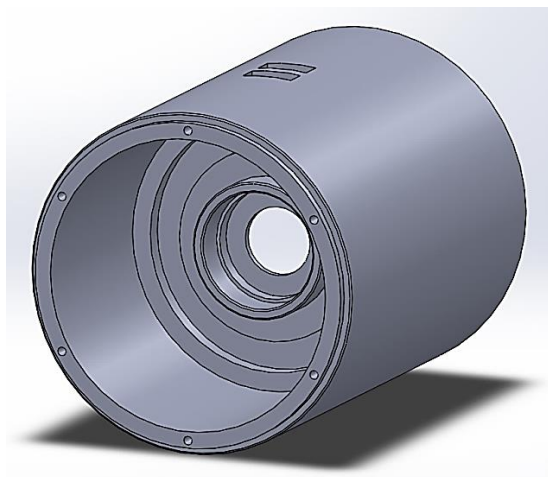
## 9.2 NAVRŽENÉ KOMPONENTY

Tyto komponenty byly navrženy speciálně pro typ tandemového čerpadla jako srdeční náhrady. Konkrétně se jedná o statorovou skříň, víčka, pouzdro a náboj s oběžným kolem. Byla zde snaha dbát na minimalizaci rozměrů, jednoduchost a spolehlivost čerpadla.

- **STATOROVÁ SKŘÍŇ:**

Tato součást slouží jako hlavní nosná kostra pro celé čerpadlo. Jsou v ní obsaženy všechny součásti nutné pro funkčnost zařízení. Ve střední části statorové skříně jsou uložena ložiska a Gufero těsnění. Při výrobě je nutno dbát na zvýšenou přesnost na plochy pro ložiska. Dále se zde nacházejí i oba prstencové elektromotory, které svoji přesnou polohu drží především za pomoci víček. Víčka jsou ke statorové skříni připojena 6ti šrouby.

Pro experiment byl zvolen plastický materiál používaný při 3D tisku. Problémem může být nedostatečná přesnost, nezajištění souososti a kvality povrchů. V takovém případě je žádoucí použití přesných vložek.

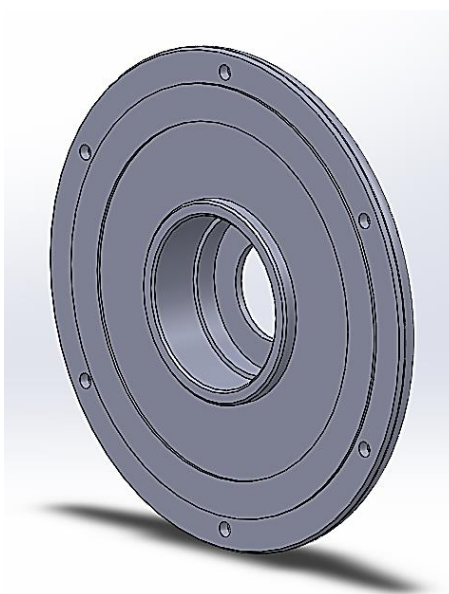


*Obr. č. 53 – Statorová skříň*

Na *obr. č. 53* v horní části lze vidět otvory pro vývody kabelů od prstencových motorů. Výkresová dokumentace včetně 3D dat je k nahlédnutí v přílohách této diplomové práce.

- **VÍČKO:**

Víčka slouží jako součást pro uzavření vnitřního prostoru čerpadla a také jako nosná část pro ložisko s Gufero těsněním. Pro ložisko je nutné dodržet přesnější rozměry plochy, na které bude uloženo.



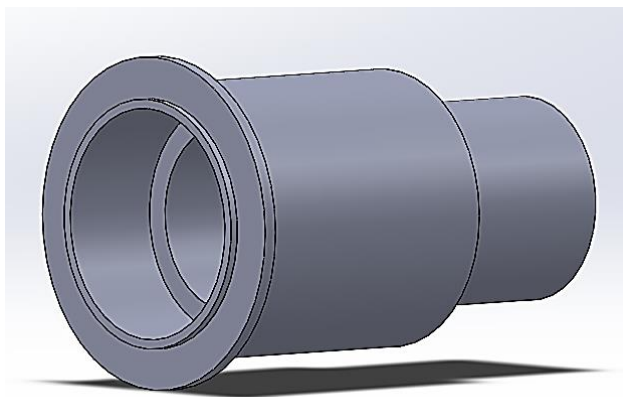
*Obr. č. 54 – Víčko*

Víčko je také opatřeno 6ti zahlubenými děrami pro následné šroubové spojení se statorovou skříní. Výkresová dokumentace víčka včetně 3D dat se nachází v přílohách této diplomové práce.

- **POUZDRO:**

Jedná se o dutou hřídel, ve které bude nalisovaný kroužek s oběžným kolem. Na jeho vnějším průměru pak ponese prstencový motor. Dle výkresové dokumentace od firmy Kollmorgen je vnitřní průměr rotoru v přesnosti H7. Pro uložení s přesahem byly zvoleny toleranční pole H7/p6. Stejný typ uložení je použit na elektromotoru s pouzdem i na pouzdu s nábojem.

Další možné uložení pro elektromotor a pouzdro je H7/k6. Má velkou výhodu, protože je to uložení s opravdu malým přesahem. U tohoto uložení je možné jej znovu rozebrat.

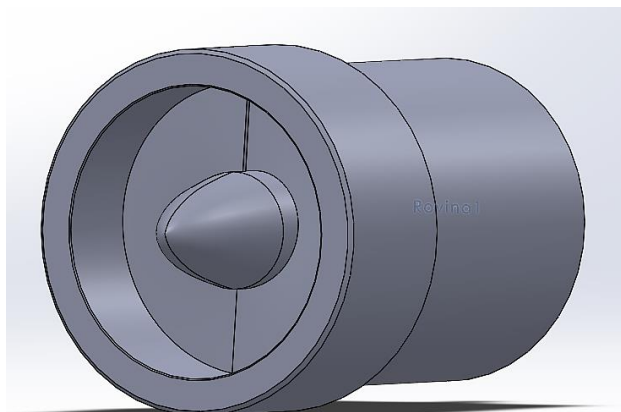


*Obr. č. 55 – Pouzdro*

Plochy pod ložisky je nutno zhotovit ve zvýšené přesnosti. Výkresová dokumentace pouzdra včetně 3D dat se nachází v přílohách této diplomové práce.

- **OBĚŽNÉ KOLO:**

Oběžné kolo bylo navrženo v pevném spojení s kroužkem. Celý kroužek bude následně nalisován do pouzdra. Jejich uložení s přesahem bude dle tolerančních polí H7/p6. Tento přesah by neměl kroužek deformovat. Jedná se o nejpřesnější možné uložení.

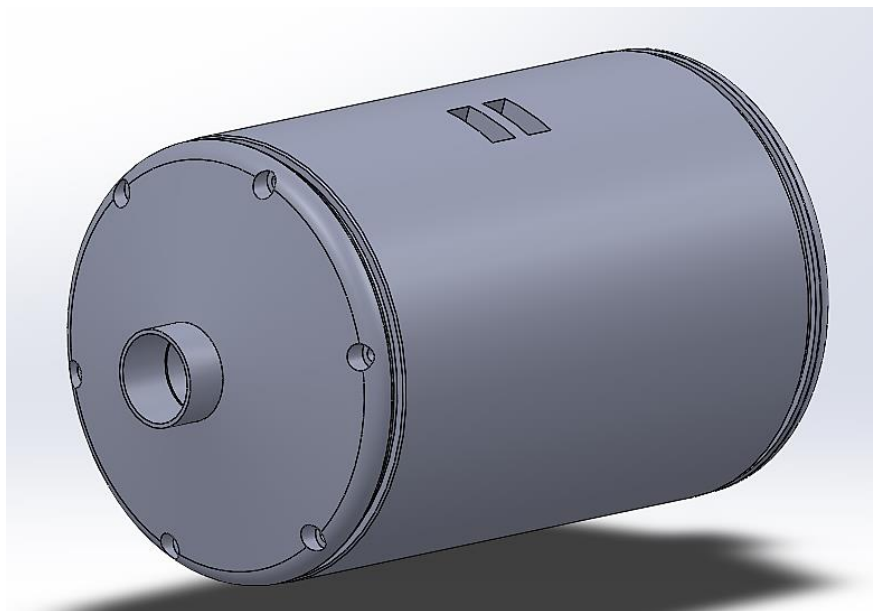


*Obr. č. 56 – Oběžné kolo*

Výkresová dokumentace oběžného kola včetně 3D dat se nalézají v přílohách této diplomové práce.

- **SESTAVA:**

Na *obr. č. 57* se nachází kompletní model sestavení varianty č. 4. Výkres sestavení se nachází v přílohách této diplomové práce.

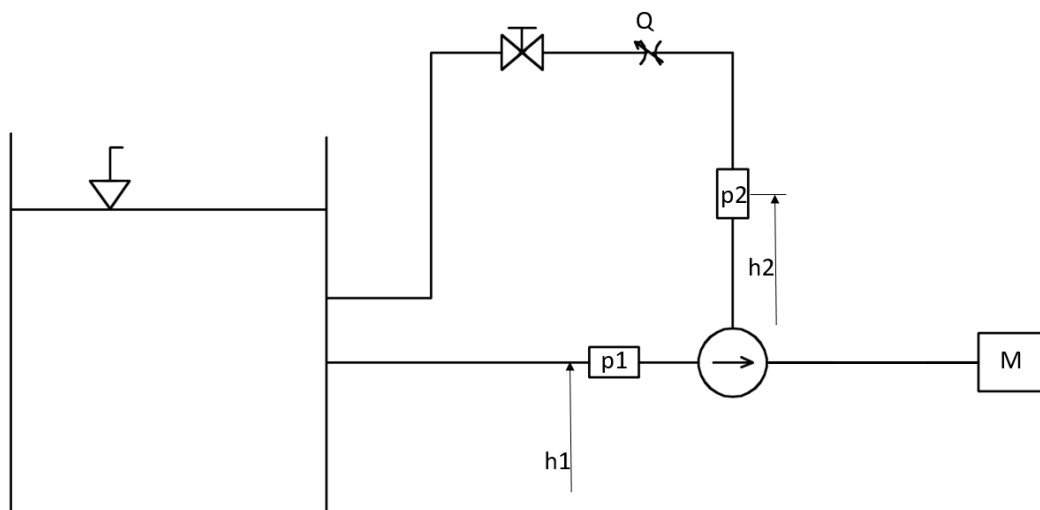


*Obr. č. 57 – Sestava*

### 9.3 MĚŘENÍ ČERPADLA

K měření tandemového čerpadla byly vybrány laboratoře Fluidního inženýrství Viktora Kaplana. Proběhly zde série měření, které popisují charakteristiky čerpadla.

Měřicí trať laboratoří je znázorněna na *obr. č. 58*.



Obr. č. 58 – Schéma měřicí tratě

$h_1$  – Výška měřicího tlakoměru č. 1  
 $h_2$  – Výška měřicího tlakoměru č. 2  
 $p_1$  – Tlakoměr č. 1  
 $p_2$  – Tlakoměr č. 2  
 $M$  – Elektromotor  
 $Q$  – Průtokoměr

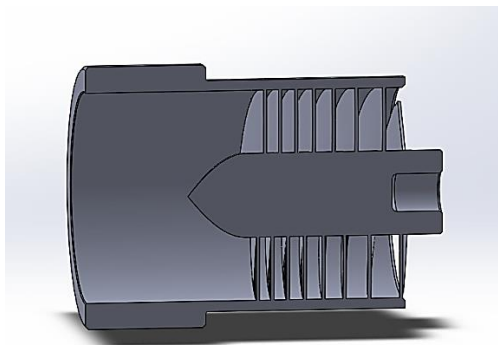
## 9.4 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ

Měření nebylo provedeno kvůli pozdnímu dodání prstencových motorů. Následně již bohužel nebylo možné z časových důvodů sestavit funkční model schopný měření.

## 10. HYDRAULICKÝ VÝPOČET

Hydraulický návrh čerpadla byl vytvořen ve spolupráci s diplomantem Bc. Tomášem Vrbkou. Jeho primární úkol představoval výpočet a následnou simulaci oběžných kol ve výpočtovém programu CFX.

Celé řešení bylo navrženo pro otáčky 7 500/min, dopravní výšku 1,2m a průtok 0,12 l/s.



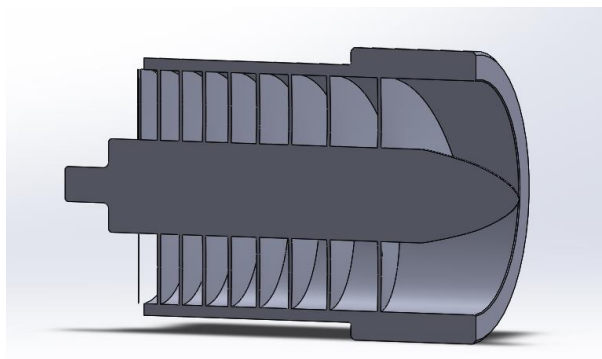
Obr. č. 59 – První oběžné kolo v řezu

Pro první oběžné kolo byl zvolen náboj do tvaru špičky. Náboj má 40% velikost z celkového průměru oběžného kola. Výstup plynule navazuje na náboj druhého oběžného kola.

Výsledná dopravní výška prvního oběžného kola činí 0,687258m. Účinnost kola je 59,1744%. Vyšší účinnost se nepředpokládala, protože se jedná o velice atypický tvar lopatek. Otáčky byly ve finálním výpočtu sníženy na 7 200/min. Kolo se skládá ze dvou lopatek navinutých na náboji kvůli zajištění co nejnižších pulsací v kapalině.

Radiální síla vznikající tímto kolem dosahuje  $6,13266 \cdot 10^{-5}$  N. Sílu bez problému pohltí jehličková ložiska. Při úvahách o správné funkci čerpadla byla problémová zejména axiální síla. Její hodnota po simulacích činí 0,513167 N. Jedná se o tak zanedbatelnou sílu, že původní odhad v použití jehličkových ložisek byl správný. Točivý moment tohoto kola je  $-1,62101 \cdot 10^{-5}$ .

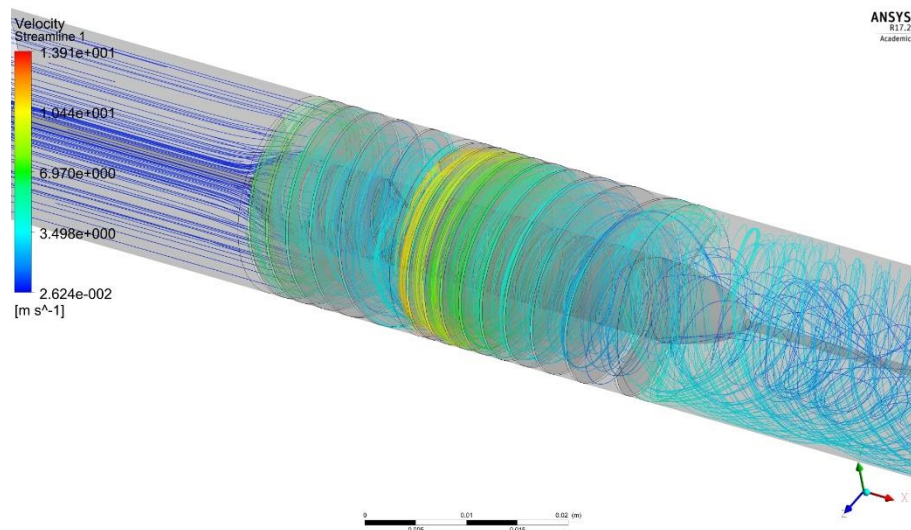
Druhé oběžné kolo bylo dimenzováno na stejné otáčky jako první. Mělo dodávat také stejnou dopravní výšku. Toto tvrzení se nakonec nenaplnilo a jeho dopravní výška je 0,599582m. Dosažená účinnost druhého kola činí 42,062%.



Obr. č. 60 – Druhé oběžné kolo v řezu



Radiální síla dosahuje v druhém oběžném kole hodnoty  $2,975569 \times 10^{-4}$  N. Axiální síla vznikající v tomto kole je  $-2,68031$  N. Točivý moment kola činí  $1,14084 \times 10^{-5}$ , což poukazuje na to, kolikrát jsou prstencové motory předimenzovány.



Obr. č. 61 – Proudnice

Na obr. č. 61 lze vidět výsledné proudnice po simulaci ve výpočtovém programu CFX.



## 11. ZÁVĚR

Tato práce se zabývá především konstrukční studií axiálního tandemového čerpadla. Nachází se zde teoreticky rozebrané typy čerpadel a jejich specifik. Práce se také z velké míry věnuje problematice spojené s čerpadly axiálními.

Hlavní cíl práce představoval vytvoření konstrukčního řešení malého axiálního čerpadla s tandemovým uspořádáním oběžných kol konajících protiběžnou rotaci. Nejprve byly vytvořeny ideové návrhy, jež ukázaly, jak může konstrukční řešení vypadat a posléze byly vybrány nejvhodnější pro náš účel.

Konkrétní návrhy byly zpracovány ve formě 3D modelů a následně byla vytvořena jejich výkresová dokumentace. Jednalo se o variantu čerpadla č. 4, jež se lišila především těsněním, což bylo vyřešeno Gufero těsníci kroužky. Tento typ těsnění není z hlediska použití v lidském těle ideální. Lidské tělo může na pryžových površích vytvořit tenkou vrstvu biofilmu, která může mít za následek velké zdravotní komplikace.

Další takto rozpracované byly varianty číslo 5 a 6. Obě se zakládaly na těsnění rotačních součástí pomocí magnetické kapaliny. V první z těchto variant se jednalo o axiální verzi ucpávky, která doposud v praxi nebyla otestována. Ucpávka byla navržena tak, aby v těsněných prostorech nebyly žádné dutiny, kde by se mohla kapalina zdržovat. Pro tento druh ucpávky je nutné provést experimenty, zda bude v budoucnu možné ji použít. Druhá ze zmíněných variant představovala známější, ale méně vhodnou radiální verzi ucpávek. I když tyto ucpávky vytváří malé dutiny, mohou být pro naši aplikaci dostačující. Jejich nevýhodou je možnost zdržování kapaliny v dutinách. V případě krve mohou v těchto místech vznikat krevní sraženiny.

Výsledkem práce se mělo stát experimentální měření čerpadla s Gufero těsníci kroužky. Měření však nebylo provedeno, protože dodavatel nebyl schopen včas dodat prstencové elektromotory Kollmorgen KBMS-17H01-B-00. Motory přišly jen několik dní před odevzdáním diplomové práce a v tak krátkém čase nebylo možné vytvořit funkční model.

Tato diplomová práce obsahuje výsledky týmové práce spolu s diplomanty Bc. Kryštofem Jančíkem a Bc. Tomášem Vrbkou. Magnetické ucpávky byly navrženy ve spolupráci diplomantem Bc. Kryštofem Jančíkem, který rovněž provedl i jejich počítačovou simulaci. Hydraulický návrh byl vytvořen v součinnosti s diplomantem Bc. Tomášem Vrbkou, který provedl výpočet a počítačovou simulaci oběžných kol čerpadla.

Doporučuji pro další vývoj použít na zakázku vyrobené prstencové motory, které budou mít nižší výkon a menší rozměry. S tím je spojené celkové snížení rozměrů čerpadla.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] STAREČEK, Jakub. *Návrh axiálního čerpadla pro zadané parametry*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
- [2] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2009, 139 s. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [3] MELICHAR, Jan, BRADA Karel a BLÁHA Jaroslav. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 378 s. ISBN 80-01-02657-4.
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla. *Transformační technologie* [online]. Brno, c2017 [cit. 2017-02-27]. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/21.html>.
- [5] HALUZA, Miloslav. *Tekutinové stroje I*. Brno: Záписy z přednášek VUT, FSI, 2014.
- [6] BLÁHA, Jaroslav a BRADA Karel. *Hydraulické stroje: Technický průvodce*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992, 752 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [7] ŠPÁČEK, Kryštof. Princip a použití prstencových motorů v průmyslových aplikacích. *ČVUT* [online]. Praha, 2014 [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/24879/F3-BP-2014-Spacek-Krystof-prace.pdf?sequence=3&isAllowed=y> . Bakalářská práce. Vedoucí práce Ing. Pavel Karlovský.
- [8] *MOMENTOVÉ MOTORY TMB+. ETEL* [online]. [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: <http://www.etel.ch/cz/momentove-motory/tmb-plus/>.
- [9] Bc. MÜLLER, P. *Vícestupňové čerpadlo s protiběžnými koly*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
- [10] RADOŠ, Martin. *Závislost elektrických vlastností izolačního systému na míře jeho vytvrzení*. Plzeň, 2012. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni. Fakulta elektrotechnická. Vedoucí práce Ing. Josef Pihera Ph.D.
- [11] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. *SKF* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/index.html>.



- [12] Prstencové motory KOLLMORGEN. *RAVEO* [online]. Otrokovice [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/prstencove-motory-KBM>.
- [13] SKF CR 65x90x10 HMSA7 V. *ARKOV* [online]. Slatiňany, c2018 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: [https://www.arkov.cz/p/cr-65x90x10-hmsa7-v-\(skf\)-gufero-dvoubrite-s-prachovkou-viton-skf-24077](https://www.arkov.cz/p/cr-65x90x10-hmsa7-v-(skf)-gufero-dvoubrite-s-prachovkou-viton-skf-24077).
- [14] HRUŠKA, Jan. Axiální hydrodynamická čerpadla. *ČERPADLA* [online]. Ostravská univerzita, c2008 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: [http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan\\_Hruska\\_MUC\\_soubory/page0018.htm](http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0018.htm).
- [15] MAYER, Daniel. Magnetické kapaliny a jejich použití. *ELEKTRO* [online]. c2007 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: [https://www.aldebaran.cz/bulletin/2008\\_40/el030778.pdf](https://www.aldebaran.cz/bulletin/2008_40/el030778.pdf).



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Jednotka	Popis
$c$	[m/s]	absolutní rychlost
$c_m$	[m/s]	meridiánová rychlost
$w$	[m/s]	relativní rychlost
$u$	[m/s]	unášivá rychlost
$Y$	[J/kg]	měrná energie
$E_p$	[J]	tlaková energie
$E_h$	[J]	potenciální energie
$E_k$	[J]	kinetická energie
$\varrho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
$H$	[m]	výška
$Y_t$	[J/kg]	měrná energie turbíny
$c_{u2}$	[m/s]	absolutní složka unášivé rychlosti $u_1$
$c_{u1}$	[m/s]	absolutní složka unášivé rychlosti $u_2$
$\Delta c_u$	[m/s]	rozdíl absolutních složek unášivých rychlostí
$w_\infty$	[m/s]	střední geometrická rychlost
$w_1$	[m/s]	relativní rychlost v místě 1
$w_2$	[m/s]	relativní rychlost v místě 2
$\beta_\infty$	[°]	sklon lopatkové mříže
$c_y$		součinitel vztlaku
$c_x$		součinitel odporu
$F_y$	[N]	vztlková síla
$F_x$	[N]	odporová síla
$D_k$	[m]	vnější průměr oběžného kola
$F_r$	[N]	výsledná hydrodynamická síla
$l$	[m]	délka lopatky
$b$	[m]	šířka lopatky
$D_n$	[m]	průměr náboje
$M$		poměry v lopatkové mříži
$T$	[m]	rozteč lopatek
$c_m$	[m/s]	meridiánová složka absolutní rychlosti
$\eta_h$		hydraulická účinnost
$Q$	[m <sup>3</sup> /s]	průtok
$k_y$		bezrozměrný součinitel
$n_{II}$	[1/s]	otáčky druhého kola
$n_I$	[1/s]	otáčky prvního kola
PMSM		synchronní stroj s permanentními magnety
Sm-Co		speciální kobaltová slitina
		permanentního magnetu
Nd-Fe-B		speciální boritá slitina permanentního magnetu
$P$	[W]	výkon
$n$	[1/s]	otáčky



## SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. č. 1 – Pístové řadové čerpadlo  
Obr. č. 2 – Membránové čerpadlo  
Obr. č. 3 – Zubové čerpadlo s vnějším ozubením  
Obr. č. 4 – Lamelové čerpadlo s kruhovým statorem  
Obr. č. 5 – Vřetenové čerpadlo  
Obr. č. 6 – Rychlostní trojúhelník  
Obr. č. 7 – Schématické znázornění rychlostí u oběžného kola čerpadla  
Obr. č. 8 – Radiální čerpadlo  
Obr. č. 9 – Francoisova turbína  
Obr. č. 10 – Diagonální čerpadlo  
Obr. č. 11 – Diagonální turbína  
Obr. č. 12 – Kaplanova turbína  
Obr. č. 13 – Axiální čerpadlo  
Obr. č. 14 – Axiální čerpadlo  
Obr. č. 15 – Rychlostní trojúhelník axiálního čerpadla  
Obr. č. 16 – Rychlostní trojúhelník na lopatce rotoru  
Obr. č. 17 – Charakteristika axiálního hydrodynamického čerpadla  
Obr. č. 18 – Schéma hydraulického stroje  
Obr. č. 19 – Lopatková mříž axiálního čerpadla  
Obr. č. 20 – Kinematické a dynamické poměry na lopatce  
Obr. č. 21 – Charakteristika hydrodynamického profilu lopatky  
Obr. č. 22 – Návrh vnějšího průměru oběžného kola  $D_k$  v závislosti na průtoku  
Obr. č. 23 – Návrh vnějšího průměru oběžného kola  $D_k$  v závislosti na otáčkách  
Obr. č. 24 – Návrh poměru náboje oběžného kola v závislosti na součiniteli měrné energie  
Obr. č. 25 – Kinematické poměry protiběžného uspořádání oběžných kol  
Obr. č. 26 – Oblasti sekundárního proudění  
Obr. č. 27 – Prstencové motory  
Obr. č. 28 – Schématické znázornění principu tepelné trubice  
Obr. č. 29 – Schéma uspořádání trubic v rotoru  
Obr. č. 30 – Nanočástice  
Obr. č. 31 – Nanočástice s detergentem  
Obr. č. 32 – Varianta č. 1  
Obr. č. 33 – Varianta č. 2  
Obr. č. 34 – Varianta č. 3  
Obr. č. 35 – Varianta č. 4  
Obr. č. 36 – Detail těsnění  
Obr. č. 37 – Detail magnetické ucpávky  
Obr. č. 38 – Varianta č. 5  
Obr. č. 39 – Středová ucpávka  
Obr. č. 40 – Intenzita ucpávky, jemné spektrum  
Obr. č. 41 – Kombinované ložisko  
Obr. č. 42 – Siločáry v magnetické ucpávce  
Obr. č. 43 – Výsledná intenzita středové ucpávky  
Obr. č. 44 – Varianta č. 6  
Obr. č. 45 – Detail radiální ucpávky  
Obr. č. 46 – Teoretická poloha radiální ucpávky



- Obr. č. 47 – Detail intenzity magnetického pole radiální ucpávky  
Obr. č. 48 – Siločáry radiální ucpávky  
Obr. č. 49 – Kosoúhlé ložisko  
Obr. č. 50 – Jehličkové ložisko  
Obr. č. 51 – Elektromotor KOLLMORGEN  
Obr. č. 52 – GUFERO  
Obr. č. 53 – Statorová skříň  
Obr. č. 54 – Víčko  
Obr. č. 55 – Pouzdro  
Obr. č. 56 – Náboj  
Obr. č. 57 – Sestava  
Obr. č. 58 – Schéma měřící tratě  
Obr. č. 59 – První oběžné kolo v řezu  
Obr. č. 60 – Druhé oběžné kolo v řezu  
Obr. č. 61 – Proudnice



## SEZNAM PŘÍLOH

1. Varianta č. 4
  - 1000 – Sestava (A2)
  - 1001 – Skříň (A2)
  - 1002 – Víčko (A3)
  - 1003 – Pouzdro (A4)
  - 1004 – Oběžné kolo 1 (A4)
  - 1005 – Oběžné kolo 2 (A4)
  
2. Varianta č. 5
  - 2000 – Sestava (A2)
  - 2001 – Skříň (A2)
  - 2002 – Víčko (A3)
  - 2003 – Pouzdro (A4)
  - 2004 – Oběžné kolo 1 (A4)
  - 2005 – Oběžné kolo 2 (A4)
  - 2008 – Kroužek T (A4)
  - 2009 – Kroužek L (A4)
  - 2010 – Magnet S (A4)
  - 2011 – Magnet V (A4)
  - 2012 – Kroužek X (A4)
  - 2013 – Kroužek V (A4)
  - 2014 – Kroužek S (A4)
  - 2015 – Kroužek SM (A4)
  
3. Varianta č. 6
  - 3000 – Sestava (A2)
  - 3003 – Pouzdro (A4)
  - 3004 – Oběžné kolo 1 (A4)
  - 3005 – Oběžné kolo 2 (A4)
  - 3006 – Víčko (A3)
  - 3007 – Skříň (A2)
  - 3008 – Magnet S (A4)
  - 3009 – Magnet V (A4)
  - 3010 – Kroužek T (A4)
  - 3011 – Kroužek L (A4)
  - 3012 – Kroužek X (A4)
  - 3013 – Kroužek V (A4)
  - 3014 – Kroužek S (A4)
  - 3015 – Kroužek SM (A4)